

Möglichkeiten und Grenzen der Teillaststeuerung von Ottomotoren mit vollvariablem Ventilhub

Von der Fakultät Verkehrswissenschaften „Friedrich List“
der Technischen Universität Dresden
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Philipp Löbbert

geboren am 23. März 1974 in Bergneustadt

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. H. Zellbeck, TU Dresden
Prof. Dr.-Ing. habil. A. Dittmann, TU Dresden
Dr.-Ing. R. Wurms, AUDI AG

Tag der Verteidigung: 14. Juli 2006

Vorsitzender der

Promotionskommission: Prof. Dr.-Ing. B. Bäker, TU Dresden

1. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. H. Zellbeck, TU Dresden

2. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. W. Mischke, TU Dresden

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 2003 bis 2006 während meiner Tätigkeit in der Ottomotoren-Vorentwicklung der Audi AG in Ingolstadt in Zusammenarbeit mit der Technischen Universität (TU) Dresden. Die wissenschaftliche Betreuung wurde von Herrn Professor Dr.-Ing. H. Zellbeck übernommen.

Herrn Professor Dr.-Ing. H. Zellbeck, Leiter des Lehrstuhls Verbrennungsmotoren der TU Dresden, gilt mein Dank für die stetige Unterstützung und Förderung sowie die Übernahme des Hauptreferats.

Für das Interesse an dieser Dissertation und der Übernahme des Koreferats möchte ich mich herzlich bei Herrn Professor Dr.-Ing. habil. A. Dittmann, TU Dresden sowie Herrn Dr.-Ing. R. Wurms, Audi AG bedanken. Herrn Professor Dr.-Ing. B. Bäker, TU Dresden sowie Herrn Professor Dr.-Ing. W. Mischke, TU Dresden danke ich für Ihre Mitarbeit als Vorsitzender sowie Prüfer in der Promotionskommission.

Von Herrn Dr.-Ing. R. Wurms, Leiter der Vorentwicklung Ottomotoren I/EA-12 der Audi AG, kam die Anregung zu dieser Arbeit. Zahlreiche Diskussionen sowie seine Erfahrung und Ratschläge haben entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Ihm gebührt mein besonderer Dank für sein außergewöhnlich hohes Engagement über das berufliche Niveau hinaus.

Bei allen Audi-Mitarbeitern der Bereiche I/EA-1 sowie I/EA-5 möchte ich mich herzlich für die Zusammenarbeit bedanken. Der Abteilung I/EA-12 sowie insbesondere dem Team Vorentwicklung Grundmotor & Brennverfahren gebührt eine besondere Erwähnung für die herausragende fachliche wie auch persönliche Unterstützung.

Gesondert hervorzuheben sind die Herren Dipl.-Ing. M. Kuhn, Dipl.-Ing. P. Wastl, Dipl.-Ing. C. Jobst, Dipl.-Ing. D. Schöneberg, Dipl.-Ing. H. Voges, Dr.-Ing. C. Geipel, Dipl.-Ing. G. Ehlers, Dr.-Ing. St. Adam, Dipl.-Ing. L. Olmo, Dipl.-Ing. M. Pawlitschek, sowie Dipl.-Ing. G. Grosse. Die Qualität der zugrunde liegenden Versuchsergebnisse war nur durch die stets vorbildliche und freundschaftliche Zusammenarbeit mit den Herren R. Sedlmeier, W. Zieglmeier sowie L. Bauer realisierbar.

Abschließend, jedoch mit umso größerer Dankbarkeit, ist es mir wichtig, Herrn Dr.-Ing. R. Budack herauszustellen; seine unzähligen Ratschläge und Hilfestellungen haben in stetiger Diskussion als Kollege und Freund die Dissertation ermöglicht.

Ingolstadt, im Oktober 2006

Philipp Löbbert

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	3
2.1	Einteilung variabler Ventilsteuerungen	3
2.2	Bisherige Untersuchungen zur drosselfreien Laststeuerung	6
3	Aufgabenstellung	11
4	Grundlagen ottomotorischer Brennverfahren	13
4.1	Laststeuerung beim Ottomotor	13
4.2	Wirkungsgradsteigerung bei Quantitätsregelung mittels vollvariablem Ventilhub	15
4.3	Abgasrückführung	17
4.4	Beeinflussung der Verbrennung durch Ladungsbewegung	21
4.5	Gemischbildung	23
5	Vergleich der Bilanzierungsarten für Hochdruck und Ladungswechsel .	25
5.1	Zuordnung der Ausschiebearbeit in Abhängigkeit der Bilanzierung	28
5.2	Abhängigkeit des Verbrennungswirkungsgrads	31
5.3	Wirkungsgradrelevantes Verdichtungsverhältnis bei entdrosselter Laststeuerung	35
6	Untersuchung mit mechanisch variablen Systemen	37
6.1	Konventioneller gedrosselter Referenzmotor	37
6.2	Effektives Potenzial mechanisch teilvariabler Systeme im Lastschnitt	39
6.3	Zusammenfassung der bisherigen Erkenntnisse	48
7	Untersuchung mit vollvariablem, nockenwellenlosen Ventiltrieb.....	51
7.1	Vollvariabler Ventilhub mittels nockenwellenloser, elektromotorischer Aktuatorik ...	52
7.2	Einfluss der Brennraummaskierung	54
7.3	Variation des Einlasshubs	63
7.4	Ladungsverdünnung durch Abgasrückführung	70
7.5	Vergleich innerer und äußerer Gemischbildung	82
7.6	Wirkungsgradverbesserung bei fortgesetzter Entdrosselung	88
8	Grenzen der entdrosselten Laststeuerung	91
8.1	Charakteristik der Laufgrenze	92
8.2	Entflammung stark verdünnter Gemische	96
8.3	Prinzipielle Beeinflussung der Aussetzergrenze	99
8.4	Fortgesetzte Entdrosselung mittels Hubverlaufsformung	103
8.5	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad	105
8.6	Übertragbarkeit auf weitere Teillasten	108
9	Zusammenfassung	111
10	Anhang.....	115
10.1	Literaturverzeichnis	115
10.2	Abkürzungen, Indices, Formelzeichen	124
10.3	Versuchsträger	127
10.4	Verbrennungsvisualisierung	129
10.5	0-dimensionales Berechnungsmodell	131
10.6	3-dimensionale CFD Simulation	138
10.7	Optische Messverfahren am Transparentmotor	140

1 Einleitung

Fossile Brennstoffe stellen einen der wesentlichsten Primärenergieträger für die meisten Bedarfsfälle des menschlichen Lebens, besonders aber für das ständig steigende Mobilitätsbedürfnis, dar. Entstanden in Jahrmlionen in der Urzeit der Erdgeschichte ist dieser Energievorrat trotz weiter fortschreitender Explorationsverfahren endlich. Die Menschheit ist in einem Wimpernschlag der Entstehungszeit dabei, der Atmosphäre die Hauptbestandteile der fossilen Brennstoffe durch Verbrennung in chemisch gewandelter Form zuzuführen [1].

Dem Straßenverkehr kommt als weitaus größtem Verbraucher fossiler Brennstoffe eine entscheidende Rolle hinsichtlich einer Reduzierung des Energieverbrauchs zu. Die stetig steigenden Kraftstoffkosten als Folge der immens zunehmenden weltweiten Nachfrage bei bestenfalls konstantem Angebot [2] sowie ein wachsendes Umweltbewusstsein haben zur freiwilligen Zusage der europäischen Automobilhersteller (ACEA) zur Begrenzung der CO₂ Emission von Neufahrzeugen auf 140 g/km im Jahre 2008 geführt [3].

Neben gesamtheitlichen Maßnahmen am Antriebskonzept ist vor allem eine weitere, deutliche Steigerung der Effizienz des Verbrennungsmotors notwendig. Bezogen auf PKW Anwendungen besitzt der Ottomotor aufgrund seiner hohen Leistungsdichte bei geringem Gewicht, Bauaufwand und somit Herstellkosten seit jeher eine dominierende Stellung. Der Dieselmotor hat jedoch in den vergangenen 20 Jahren eine bemerkenswerte Entwicklung hinsichtlich der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs bei deutlicher Steigerung von Drehmoment und Leistung aufgezeigt. Besonders der Wirkungsgrad in der Teillast ist für eine Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads in kundenrelevanten Fahrprofilen von hoher Bedeutung. Im Vergleich von qualitätsgeregeltem Dieselmotor und quantitätsgeregeltem Ottomotor führt die prinzipbedingte Zunahme des Ladungswechselerlusts mit Abnahme der Last zu deutlichen Nachteilen des gedrosselten Ottomotors im Kraftstoffverbrauch.

Die Teillast-Optimierung von Ottomotoren muss daher vorrangig auf die Reduzierung dieser Wirkungsgraddifferenz zum Dieselmotor zielen. Hierzu zeichnen sich derzeit drei Wege ab: geschichtete, magere Brennverfahren, die Aufladung und damit die Umsetzung von Downsizing-Strategien und der Einsatz variabler Ventiltriebskonzepte. Als Ansatz gilt hierbei die Reduzierung der Ladungswechselerluste sowie der Wärmeverluste in der im PKW-Betrieb häufigen Motorteillast.

Ziel der Arbeit ist die Darstellung des thermodynamischen Potenzials der entdrosselten Laststeuerung über vollvariable Ventilhuben im stöchiometrischen Betrieb. Ausgehend vom Stand bisheriger Veröffentlichungen sind zunächst die entscheidenden Einflussgrößen und Bewertungskriterien herzuleiten. Eine belastbare Potenzilaussage erfordert die Referenzierung anhand eines modernen Grundmotors mit variablen Steuerzeiten auf Einlass- und Auslassseite. Aufbauend werden die Möglichkeiten der entdrosselten Laststeuerung mittels mechanisch variabler Ventiltriebe in Serien- bzw. Forschungs- und Entwicklungsstand systematisch hergeleitet.

Die Forderung nach unabhängiger Vorgabe von Hubhöhe und Öffnungsdauer der Gaswechselventile bedingt den Übergang aufnockenwellenlose Systeme. Die aufgezeigten Beschränkungen bestehender Ventiltriebskonzepte macht die Entwicklung einer völlig neuartigen, elektromotorischen Aktuatorik erforderlich. Auf Basis der erweiterten, maximalen Flexibilität sollen die Möglichkeiten aber auch die Grenzen entdrosselter Brennverfahren mit äußerer und innerer Gemischbildung aufgezeigt werden.

2 Stand der Technik

Der Verbrennungsmotor gehört zu den periodisch arbeitenden Wärmekraftmaschinen. Beim Ottomotor gelangt Frischgemisch (äußere Gemischbildung) bzw. Frischluft (innere Gemischbildung) über einen geöffneten Einlassquerschnitt in den Zylinder, wo es nach Kompression und Fremdzündung zur Umwandlung der chemisch gebundenen Energie in technische Arbeit kommt. Das Abgas strömt nach Expansion über einen geöffneten Auslassquerschnitt in das Abgassystem. Beim Viertaktmotor geschieht das Öffnen und Schließen der Gaskanäle standardmäßig durch nockenbetätigte Ventile [4].

Die Hubverläufe der Gaswechselventile werden durch den Maximalhub sowie die Steuerzeiten bei deren Öffnen und Schließen beschrieben. Für den konventionellen Motor sind die Hubverläufe für Einlass und Auslass konstant. Da sich die Zustandsbedingungen im Saugrohr abhängig von Drehzahl und Last beim Ottomotor stark ändern, ist der füllungsbestimmende Einlass Schluss bei festen Steuerzeiten immer nur ein Kompromiss; gleiches gilt für den Zeitpunkt Einlass Öffnet hinsichtlich maximaler Füllung bei hohen Drehzahlen sowie dem Restgasgehalt im Zylinder bei niedrigen Drehzahlen bis zum Leerlauf. Im realen Motorbetrieb ist der statischen Betrachtung eine ausgeprägte Dynamik überlagert.

Zur Verbesserung des motorischen Prozesses wurden im Laufe der Zeit verschiedene Variabilitäten entwickelt. Aufbauend auf unterschiedlichen Wirkprinzipien werden die Systeme unter dem Begriff variabler Ventilsteuerungen zusammengefasst.

2.1 Einteilung variabler Ventilsteuerungen

Die Möglichkeiten zur Veränderung des Hubverlaufs lassen sich nach Abbildung 2.1 in die Parameter Phasenlage, Öffnungsdauer, Ventilhub sowie Hubfunktion gliedern. Während für diese prinzipielle Einteilung bei der Variation eines Parameters die übrigen als konstant dargestellt wurden, sind in Abhängigkeit vom betrachteten Ventiltriebssystem diverse Kombinationen der aufgezeigten Variabilitäten möglich.

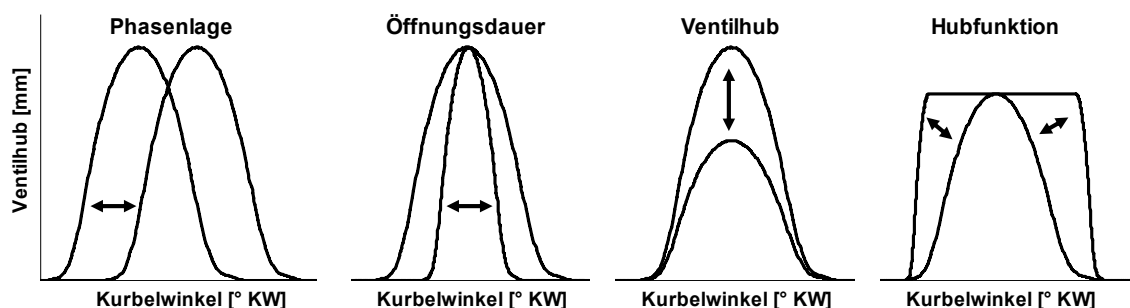


Abbildung 2.1: Prinzipielle Variabilität im Hubverlauf

Im Weiteren wird ein chronologischer Überblick über die Entwicklung der Ventiltriebsvariabilitäten bei Ottomotoren anhand ausgewählter Beispiele gegeben. Hierzu ist eine Gliederung in Generationen mit zunehmendem Freiheitsgrad sinnvoll.

Ausgehend von starren Steuerzeiten führte die Firma *Alfa-Romeo* im Jahre 1983 erstmals eine diskrete Veränderung der Einlass-Phasenlage ein [5]. *BMW* erweiterte diese Variabilität hinsichtlich einer kontinuierlichen Verstellung der Steuerzeit auf der Einlassseite [6]. Nach Vergrößerung des Verstellbereichs und zusätzlicher Anwendung auf der Auslassseite hat sich die kontinuierliche Variation der Nockenwellen-Phasenlagen relativ zur Kurbelwelle zwischenzeitlich als Stand der Technik etabliert. Mit Systemen der ersten Generation von Ventiltriebsvariabilität ist über die Ventilüberschneidung von Einlass- und Auslassventilerhebung sowie deren Lage neben einer Restgassteuerung ebenso eine Drehmoment- und Leistungsverbesserung möglich.

Konzepte der zweiten Generation variieren im Gegensatz zu reinen Phasenstellern zusätzlich die Hubform. Unter Beibehaltung der Nockenwellen erlauben diskret arbeitende Hubumschaltungen bis zu 3 verschiedene Hubkonturen. Durch Auslegung auf verringerten Einlasshub bei reduzierter Öffnungsdauer ist ein teilentdrosselter Betrieb möglich. *Honda* hat ein solches *VTEC* genanntes Umschaltsystem erstmals in Großserie präsentiert und zwischenzeitlich in einer Vielzahl von Motoren auf Einlass- wie Auslassseite eingesetzt [7]. Weitere Serienanwendungen sind von *Mitsubishi* (*MIVEC* [8]), *Toyota* (*VVTL-i* [9]) sowie *Porsche* (*VarioCam Plus* [10]) bekannt. Einen Sonderfall stellt eine Nockenkontur identisch mit dem Nockengrundkreis dar; über den resultierenden Nullhub ist eine Zylinderabschaltung möglich [8], [11].

Während die teilvariablen mechanischen Systeme weiterhin eine Drosselklappe benötigen, erfordert die alleinige Laststeuerung über die Ventile eine kontinuierliche Verstellung von Öffnungsdauer bzw. Einlasshub. Das bislang einzige kontinuierlich arbeitende System in Großserienproduktion wurde von *BMW* unter der Bezeichnung *Valvetronic* im Jahr 2001 an 4-Zylinder-Motoren eingeführt [12], [13], [14]. Die Lage des Maximalhubs der Einlassventile bleibt bei dieser Hubänderung konstant. Jedem Hub ist als Folge der mechanischen Umsetzung eine spezifische Öffnungsdauer zugeordnet. Um variable Steuerzeiten realisieren zu können, ist eine Kombination mit Phasenstellern auf Einlass- wie Auslassseite erforderlich. Nach Übertrag auf 8- und 12-Zylinder-Aggregate schließt die Weiterentwicklung zur *Valvetronic* der zweiten Generation am 6-Zylinder die Umstellung aller *BMW* Motoren auf die laststeuernde Funktion des Ventilhubs ab [15], [16], [17], [18], [19], [20]. Darüber hinaus sind diverse weitere, mechanisch variable Systeme ohne konkrete Serienentscheidung veröffentlicht.

Weitere Freiheitsgrade bietet die direkte Betätigung der Ventile durch Aktuatoren und somit eine Substitution der Nockenwelle. Dabei erlauben Einzelaktuatoren die individuelle Steuerung jedes Gaswechselventils unabhängig vom Kurbelwinkel. Die Ventilbewegung folgt einer Funktion der Zeit und ist unabhängig von der Drehzahl. Füllungsrelevant sind hingegen die Hubverläufe über dem Kurbelwinkel. Eine Verdoppelung der Drehzahl entspricht umgekehrt proportional einer Halbierung der Zeit für das Durchlaufen gleicher Kurbelwinkelbereiche. Bei gleicher Ansteuerung der Aktuatoren ergeben sich bei geringen Drehzahlen nahezu rechteckige Hubverläufe, während die Steigung der Flanken zu hohen Drehzahlen hin abnimmt. Demnach stellt die Wahrung der Füllung von konventionell mechanischen Hubkurven bei hohen Drehzahlen höchste Anforderungen an nockenwellenlose Systeme.

Bereits seit über 20 Jahren wird hierzu an Forschungsmotoren maßgeblich der Ansatz der elektromechanischen Ventilsteuerung verfolgt. Zur Minimierung des elektrischen Energiebedarfs wird das Schwingankerprinzip eingesetzt, um die kinetische Energie der Ventilbewegung als potenzielle Energie in den jeweiligen Federpaketen zu speichern. Abbildung 2.2 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines elektromechanischen Ventiltriebs.

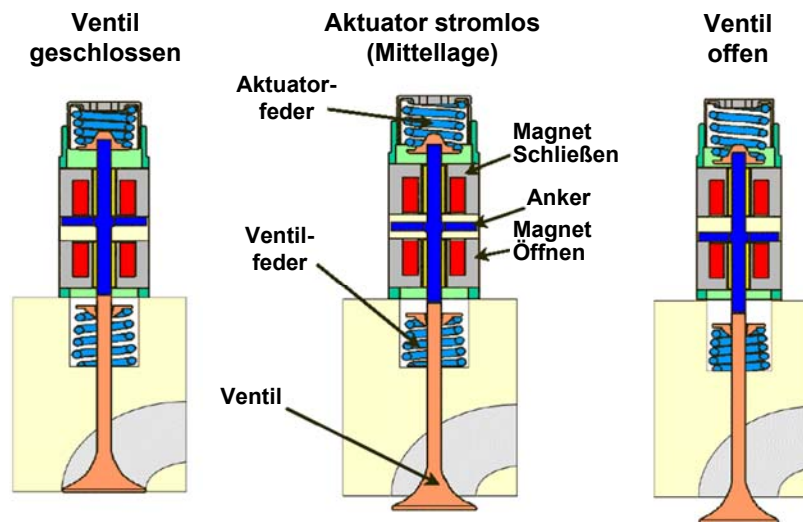


Abbildung 2.2: Elektromechanischer Ventiltrieb nach dem Schwingankerprinzip [21]

Die Elektromagneten halten dabei den mit dem Ventil verbundenen Anker in den jeweiligen Endlagen. Die minimale Öffnungsdauer wird konstruktiv durch die Schwingungsdauer des mechanischen Systems bestimmt. Aus dem funktionalen Aufbau erklärt sich eine energetisch sinnvolle Beschränkung auf den Maximalhub in der Endlage, während die Steuerzeiten oberhalb der minimalen Schwingungsdauer frei wählbar sind. Demnach nutzen elektromechanische Systeme als Vertreter der dritten Generation der Ventiltriebsvariabilität bei maximalem Hub allein die Öffnungsdauer zur Steuerung der Last. Eine deutliche Überschneidung von Einlass- und Auslassventilerhebung ist infolge der Ventilanordnung moderner Dachbrennraumformen durch Kollision der Ventile ausgeschlossen. Trotz Beteiligung namhafter Systemlieferanten sowie zahlreicher Automobilhersteller inkl. *Audi*, *BMW*, *DaimlerChrysler*, *Ford*, *PSA* und *Renault* sind weiterhin keine Serienanwendungen auf Basis elektromechanischer Systeme bekannt [22], [23], [24], [25], [26], [27], [28], [29], [30], [31], [32], [31], [33], [34].

Aus der Beschränkung auf den alleinigen Maximalhub bei elektromagnetischen Ventiltrieben leitet sich schließlich die vierte Generation zeitbasierter, variabler Ventiltriebe ab. Zusätzlich zur freien Wahl der Steuerzeiten bietet sich hier auch eine volle Variabilität im Hub. Durch die Entkopplung von Hub und Öffnungsdauer ist eine Laststeuerung sowohl über den Hub als auch über die Öffnungsdauer möglich. Die Aktuatorik beruht zumeist auf hydraulischen Systemen, die auf schnellschaltenden Magnetventilen aufbaut [35], [36], [37], [38], [39]. Genau wie bei elektromechanischen Systemen kann die Anwendung sowohl auf Einlass- wie auch auf Auslassseite erfolgen. Auf die konventionelle Ventilfeder wird zumeist verzichtet, da neben dem Öffnen ebenso der Schließvorgang durch die Aktuatorik gesteuert wird. Abbildung 2.3 zeigt einen prinzipiellen, federlosen Aufbau eines elektrohydraulischen Ventiltriebs sowie die Integration des Gesamtsystems am Motor.

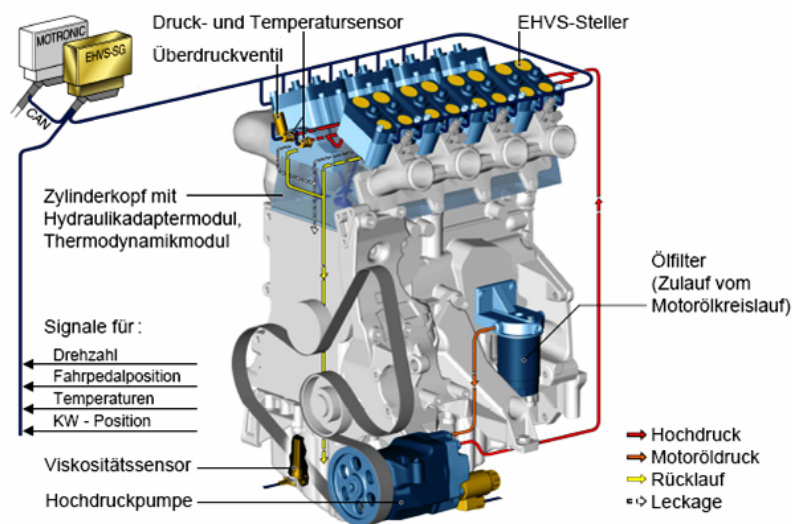
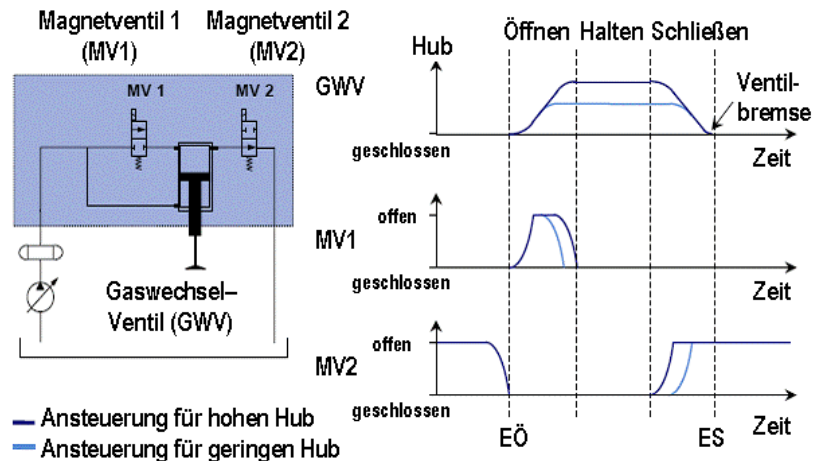


Abbildung 2.3: Prinzipieller Aufbau & Gesamtintegration eines elektrohydraulischen Ventiltriebs [35]

Die umfassende Darstellung veröffentlichter variabler Ventilsteuerungen ist nicht Ziel der vorliegenden Arbeit. Hinsichtlich weiterer Detaillierung sowie konstruktiver Ausführungen sei auf die Literatur verwiesen [11], [40], [41], [42], [43], [44], [45], [46].

2.2 Bisherige Untersuchungen zur drosselfreien Laststeuerung

Alternative Laststeuerverfahren von Ottomotoren sind Gegenstand zahlreicher Veröffentlichungen in der Fachliteratur. Bereits Anfang der fünfziger Jahre beschäftigten sich *Jante* [47] und *Hauser* [48] anhand theoretischer Vergleichsprozesse mit Möglichkeiten zur Vermeidung der Verluste infolge der konventionellen Ansaugluftdrosselung. *Sherman* und *Blumberg* [49] bestätigen rechnerisch eine effektive Verbrauchsverbesserung von bis zu 10 %, genau wie *Hockel* [50], der seine maximale Potenzialaussage auf eine typische Stadtfahrt bezieht.

Die experimentellen Untersuchungen im Zeitraum der vergangenen 3 Jahrzehnte erfolgten an unterschiedlichsten Motorenkonzepten vom luftgekühlten 2-Ventil-Motor mit Vergaser über mehrzylindrige Vollmotoren mit festen Ventilsteuerzeiten bis hin zu modernen 4-Ventil-Zylinderköpfen auf 1-Zylinder-Forschungsmotoren. Eine konkrete, vergleichende Betrachtung über verschiedene Quellen ist ausgeschlossen, da die Absolutwerte für Restgas, Kraftstoffverbrauch oder Brenndauer in den seltensten Fällen angegeben sind. Darüber hinaus werden verschiedene Arten der Bilanzierung von Hochdruck- und Ladungswechselteil angewendet.

Allen bekannten Veröffentlichungen gemeinsam ist die wirksame Reduzierung der Ladungswechselverluste. Die Auswirkung der entdrosselten Laststeuerung auf den Hochdruckprozess und die Gemischbildung wird hingegen unterschiedlich bewertet.

Wenige Autoren beschreiben eine Verbesserung des Hochdruckteils. *Tuttle* [51], [52] nutzt verschiedene Nockenprofile für erste experimentelle Untersuchungen der Laststeuerverfahren Früher Einlass Schließt (FES) und Später Einlass Schließt (SES). Hierbei bleiben die Steuerzeiten Auslass Schließt (AS) sowie Einlass Öffnet (EÖ) konstant. Für FES zeigt sich ein effektives Potenzial von 10 %, welches sich zu 80 % aus einer Reduzierung der Ladungswechselverluste ergibt und zu 20 % durch einen günstigeren Hochdruckprozess mit reduzierten Wärmeverlusten. Zu verbesserten Hochdruckwirkungsgraden kommen erste Untersuchungen immer dann, wenn im Vergleich zur gedrosselten Basis aufgrund der fehlenden Druckdifferenz zwischen Zylinder und Saugrohr in der Überschneidung von einem kleineren Restgasgehalt der entdrosselten Vergleichspunkte bei geringen Lasten auszugehen ist [53], [54].

Die deutlich überwiegende Anzahl an Veröffentlichungen berichtet jedoch von Nachteilen in der Verbrennung bei entdrosselter Laststeuerung.

Hara [55] untersucht die Verfahren FES und SES mittels unterschiedlicher Nocken. Bei reduziertem Ladungswechselverlust ergeben sich längere Zündverzögerungen und Brenndauern. Obwohl sich der Hochdruckwirkungsgrad verschlechtert, ist eine Reduzierung des indizierten Kraftstoffverbrauchs um bis zu 7 % gegenüber der Drosselregelung möglich. Mittels Hitzdrahtmessung wird gezeigt, dass die Hauptströmung bei FES in der Einströmphase große Geschwindigkeiten annimmt, diese Geschwindigkeiten aber während der Kompressionsphase unter die der Drosselregelung zurückfallen.

Auf Basis einer hydraulischen Ventilsteuerung realisiert *Nucchio* [56] die Lastregelung durch FES. Er kommt bei kleinen Lasten zu Verbesserungen des effektiven Kraftstoffverbrauchs von bis zu 12 %. Begrenzend wirken erhöhte zyklische Schwankungen, die er auf eine schlechtere Gemischbildung zurückführt.

Kreuter [57] nutzt erstmalig einen elektromechanischen Ventiltrieb auf Einlass- und Auslassseite mit einem Hub von jeweils 7 mm. Als gedrosselte Referenz wird ein Motor mit konstanten Steuerzeiten herangezogen, so dass der Restgasgehalt hier keine freie Regelgröße darstellt. Die Vorteile der entdrosselten Laststeuerung resultieren zu einem bedeutenden Anteil aus der optimierten Zylinderfüllung sowie der Reduzierung der Expansionsverluste durch variables Öffnen der Auslassventile. Der Vergleich der ungedrosselten Laststeuerverfahren FES und SES liefert Vorteile für den Frühen Einlass

Schluss, die der Autor auf reduzierte Strömungs- und Wärmeverluste zurückführt. Nachteile im Verbrennungswirkungsgrad finden sich auch hier und werden durch ein geringeres effektives Verdichtungsverhältnis bei entdrosseltem Betrieb erklärt.

Heuser [58] greift die Nachteile in der Verbrennung auf und identifiziert Optimierungspotenzial in der äußeren Gemischbildung. Neben einer Verbesserung der Zerstäubungsgüte des Gemischbildners kann der für die Verdampfung förderliche Saugrohrunterdruck durch Erhöhung der Temperatur im Saugrohr kompensiert werden. Entgegen der bei *Kreuter* [57] verwendeten Restgaskompression im Brennraum schlägt *Heuser* daher die Rückführung von heißem Restgas ins Saugrohr vor. Mittels des elektromechanischen Ventiltriebs zeigt er eine verbrauchsoptimale Kombination von inertem Restgas und homogenem Luftüberschuss im Frischgemisch auf. Über eine alternative Laststeuerung durch Spätes Einlass Öffnet (SEÖ) nach Aufbau eines deutlichen Unterdrucks im Brennraum werden hohe Einströmgeschwindigkeiten realisiert, wodurch eine zeitlich nahe Massen- und Ladungsbewegungseinbringung zum Zündzeitpunkt ermöglicht wird. Der Brennverzögerung sowie die Brenndauer werden auf Kosten hoher zusätzlicher Ladungswechselperluste reduziert.

Auf identischem Motor überträgt *Südhaus* [59] die bei *Heuser* gefundenen Zusammenhänge auf höhere Drehzahlen und Lasten, wobei sich ein geringes Gesamtpotenzial von 3 bis 5 % ergibt. Der Autor weist auf die extrem hohen Anforderungen an den Ventiltrieb hinsichtlich der erforderlichen Genauigkeit der Steuerzeiten hin. Während die Ladungsverdünnung über Restgas und Abmagerung hier dämpfend wirkt, erhöht sich die Sensibilität bei stöchiometrischem Betrieb bzw. bei abnehmender Last mit Verschiebung des Einlass Schuss in Bereiche höherer Kolbengeschwindigkeit [60]. Vergleichbare Aussagen trifft ebenso *Lechner* [45] auf Basis eines hydraulischen Ventiltriebs.

Wellmann [61], [62] greift den Einfluss einer erhöhten Einströmgeschwindigkeit auf die weiterhin kritisch bewertete Gemischaufbereitung auf. Hierzu wird ein kombiniert mechanisch-hydraulischer Ventiltrieb verwendet, der über gezieltes Absteuern des Öldrucks eine Variation der Öffnungsdauer erlaubt. Der Hubverlauf gleicht dem eines konventionellen Ventiltriebs unter Beibehaltung der Koppelung von Einlasshub und Öffnungsdauer. In Übereinstimmung mit gedrosselten Untersuchungen bei konventionellen Steuerzeiten von *Stivender* [63] und *Göschel* [64] werden anhand geringerer Brennverzögerungen und Brenndauern sowie erweiterter Abmagerung die positive Wirkung erhöhter Einströmgeschwindigkeiten prinzipiell bestätigt.

Böttcher [46] kombiniert den reduzierten Einlasshub an einem 4-Ventil-Zylinderkopf mit einer Ventilabschaltung des zweiten Einlassventils, um die Einströmgeschwindigkeit zur Verbesserung von Gemischbildung und Verbrennung zu erhöhen. Ein Anstieg in den Ladungswechselperlusten kann durch Erhöhung des Restgasanteils bei Reduzierung von Brennverzögerung und Brenndauer teilweise kompensiert werden. Die Hubvariation erfordert eine konstruktive Anpassung des elektromechanischen Aktuators mit veränderter Auslegung, was die diskrete Schrittweise erklärt. Der geringste, dargestellte Hub führt bei kleinen Lasten zum besten Verbrennungswirkungsgrad. Ein Vergleich mit einer gedrosselten Basis wird nicht angeführt.

Bei *Göbel* [60] wird zudem der Einfluss des Gemischbildners bei äußerer Gemischbildung untersucht. Belegt durch das optische Messverfahren der Schlierenphotografie [65], [66] bestätigen sich ohne weitere Maßnahmen ungünstigere Bedingungen bei drosselfreier Laststeuerung im Saugrohr. Mittels optimierter äußerer Hochdruckeinspritzung in Kombination mit Lufteinblasung können die Nachteile mit hohem Mehraufwand vermieden werden. Erhöht man jedoch entsprechend den Erkenntnissen von *Böttcher* [46] die Einströmgeschwindigkeit durch Ventilabschaltung in Verbindung mit reduziertem Einlasshub, so verbessert sich die Homogenisierung im Brennraum durch sekundäre Zerstäubung des flüssigen Kraftstoffs im Ventilsplatt auch mit konventioneller Einspritztechnik. Ausgehend von weniger kritischen, hohen Lasten gelingt somit erstmals bis zum Lastpunkt $n = 1500 \text{ min}^{-1} / p_{mi} = 3 \text{ bar}$ die Umsetzung des Entdrosselungspotenzials ohne Einbuße im Hochdruckteil im Vergleich zur Drosselregelung. Bei weiterer Absenkung der Last in Richtung Leerlauf verbleibt jedoch der Nachteil des verminderten Hochdruckwirkungsgrads und der verringerten Laufruhe infolge der kurzen Ansaugphase. *Göbel* empfiehlt daher für geringere Lastkollektive eine weitere Reduzierung der Einlasshübe.

Aktuelle Untersuchungen von *Dilthey* [67], [68] wurden erneut auf Basis des elektromagnetischen Ventiltriebs mit einem Einlasshub von 8 mm durchgeführt. Eine abschließende Bewertung der äußeren Gemischbildung im Saugrohr ermöglicht den direkte Vergleich von konventionell flüssig eingebrachtem Superkraftstoff mit ideal aufbereitetem Propangas. Im Widerspruch zu den bisherigen Untersuchungen zeigt sich bei gleicher Laststeuerung kein Unterschied in Brennverhalten, Hochdruckwirkungsgrad und Entdrosselungspotenzial. Dieses Ergebnis gilt für die gedrosselte wie auch für die drosselfreie Laststeuerung. Vergleicht man hingegen die verschiedenen Laststeuerverfahren bei gleichem Kraftstoff, so bestätigt sich zum wiederholten Male ein schlechterer Hochdruckwirkungsgrad sowie eine geringere Restgasverträglichkeit der drosselfreien Laststeuerung. Es zeigt sich, dass bei betriebswarmem Motor nicht die Gemischbildung als Ursache des schlechteren Hochdruckwirkungsgrads anzusehen ist, sondern die Lastpunktverschiebung infolge der reduzierten Ladungswechselverluste sowie eine nachteilige Ladungsbewegung. Eine fortgesetzte Restgasverdünnung ist ohne Maßnahmen zur Verbesserung der Ladungsbewegung infolge abnehmender Verbrennungsstabilität nicht möglich.

Zur Optimierung der Verbrennung in Verbindung mit einer Laststeuerung über Frühen Einlass Schluss wird die Generierung von Ladungsbewegung mittels Abschirmungen am Ventilsitz vorgeschlagen. Durch eine verbesserte Ladungsbewegung wird eine zusätzliche Verbrauchsreduzierung von 2 bis 3 % bei stabilisierter Verbrennung nachgewiesen. Der Wirkungsgrad des Hochdruckteils verbleibt bei entdrosselter Laststeuerung weiter unter dem der gedrosselten Basis, gleiches gilt für die Restgasverträglichkeit.

3 Aufgabenstellung

In der vorliegenden Arbeit sollen die Möglichkeiten der entdrosselten Laststeuerung auf Basis neuer und leistungsfähigerer vollvariabler Ventiltriebssysteme zur Wirkungsgradsteigerung in der Teillast systematisch entwickelt werden. Die darzustellenden, bisherigen Forschungsarbeiten liefern dazu die erforderliche Grundlage. Jegliche theoretische Betrachtung sowie experimentelle Untersuchung konzentriert sich hierbei ausschließlich auf den stöchiometrischen Betrieb bei einem Luftverhältnis $\lambda = 1$.

Aus der Vielzahl der Einfluss- und Resultatgrößen gilt es vorab die entscheidenden Parameter für die Bewertung zu finden. Gerade im Zusammenhang mit entdrosselten Brennverfahren ist die parallele Verwendung verschiedener Bilanzierungsarten für Hochdruck- und Ladungswechselteil kritisch zu diskutieren.

Für eine belastbare Bewertung der entdrosselten Laststeuerung soll durchgängig ein Vergleich mit dem aktuellen Stand der Technik in Form eines gedrosselten Referenzmotors mit variablen Steuerzeiten auf Einlass- und Auslassseite angestellt werden. Aufbauend ist das effektive Potenzial mechanisch variabler Ventiltriebe im Teillastschnitt bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ darzustellen. Aus der Analyse der Untersuchungsergebnisse sowie den aufgezeigten Erkenntnissen der Literatur sollen Optimierungsschritte zur fortgesetzten Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs abgeleitet und an einem neuartigen,nockenwellenlosen Motor untersucht werden.

Die weiterführenden Messungen werden aufgrund der umfangreichen, mit der vollvariablen Ventilsteuerung möglichen Parametervariationen ausschließlich auf den repräsentativen Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{mi} = 2.75 \text{ bar}$ konzentriert. Somit ist eine alleinige Bewertung der thermodynamischen Einflussgrößen unter bewusster Vernachlässigung der mechanischen Reibung und somit dem Energiebedarf der Ventiltriebsaktuatoren gegeben.

Die Begrenzung bisheriger entdrosselter Brennverfahren hinsichtlich der Ladungsbewegung gilt es im Zusammenspiel der reduzierten Hübe mit der konstruktiven Gestaltung des Ventilsitzes zu beeinflussen. Mittels 3-dimensionaler Strömungssimulation sowie der Visualisierung der Strömungsverhältnisse am Transparentmotor soll ein umfassendes Verständnis der Zylinderinnenströmung sowie deren Beeinflussung über Steuerzeiten und Ventilhübe aufgezeigt werden. Die Abgasrückführung zur fortgesetzten Entdrosselung soll vergleichend hinsichtlich der internen bzw. externen Rückführung betrachtet werden. Ein Schwerpunkt der Untersuchung mit variablen Ventilhüben ist zudem die Beantwortung der Frage, in wieweit die Erkenntnisse der bislang ausschließlich untersuchten äußeren Gemischbildung auf die direkte Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum übertragbar sind.

Für eine abschließende Bewertung ist die kritische Diskussion der Grenzen der drosselfreien Laststeuerung ebenso entscheidend wie die Darstellung der Potenziale. Hierzu soll die Übertragbarkeit auf weitere Lasten über den experimentell betrachteten Lastpunkt hinaus theoretisch diskutiert werden.

4 Grundlagen ottomotorischer Brennverfahren

Für mobile Anwendungen ist das vom Verbrennungsmotor abzugebende Drehmoment zur Darstellung verschiedener Geschwindigkeiten und Beschleunigungen notwendigerweise variabel. Die feste Zuordnung von Abtriebsdrehzahl zu Motordrehzahl erfordert die Laststeuerung über den Verbrennungsmotor. Die Grenzen werden durch den Leerlauf ohne Abgabe effektiver Arbeit sowie die Volllast bei maximaler, effektiver Arbeit beschrieben.

4.1 Laststeuerung beim Ottomotor

Die Arbeit der Gaskraft am Kolben W_{KA} ergibt sich bei innerer Gemischbildung zu [69]:

$$W_{KA} = p_{mi} V_h = \eta_i \bar{H}_G V_L \quad (4.1)$$

mit	p_{mi}	-	indizierter Mitteldruck [bar]
	V_h	-	Hubvolumen Einzelzylinder [m ³]
	η_i	-	innerer Wirkungsgrad [-]
	\bar{H}_G	-	Gemischheizwert bei innerer Gemischbildung [kJ/m ³]
	V_L	-	Volumen angesaugte Frischluft [m ³]

Zur Berechnung des Gemischheizwerts \bar{H}_G wird die zugeführte Brennstoffenergie bei innerer Gemischbildung auf das Volumen der angesaugten Frischluft bezogen [69]:

$$\bar{H}_G = \frac{m_B H_u}{V_L} \quad (4.2)$$

mit	m_B	-	Brennstoffmasse [kg]
	H_u	-	Heizwert [kJ/kg]

Nach Umformung folgt:

$$W_{KA} = \eta_i \frac{H_u}{\lambda L_{st}} m_L \quad (4.3)$$

mit	λ	-	Luftverhältnis [-]
	L_{st}	-	stöchiometrischer Luftbedarf [-]
	m_L	-	angesaugte Frischluftmasse je Arbeitsspiel [kg]

Der innere Wirkungsgrad η_i charakterisiert die Güte der Umwandlung zwischen den Energieformen. Er sollte stets maximale Werte annehmen und eignet sich somit nicht für die Steuerung der Last. Gleiches gilt für den Heizwert H_u sowie den stöchiometrischen Luftbedarf L_{st} als brennstoffabhängige Konstanten. Anhand der verbleibenden Variablen lässt sich die Laststeuerung am Ottomotor grundsätzlich in die Qualitätsregelung über das Luftverhältnis λ bzw. die Quantitätsregelung über die angesaugte Luftmasse m_L unterteilen.

Die Qualitätsregelung erfordert beim Ottomotor aufgrund der engen Zündgrenzen von Luft-Kraftstoff-Gemisch bei Fremdzündung eine gezielte Ladungsschichtung im Brennraum. Die Schichtladung ist in zahlreichen Veröffentlichungen dokumentiert sowie in ersten Serienanwendungen umgesetzt. Dem großen Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung stehen zusätzliche Maßnahmen zur Abgasnachbehandlung entgegen, die unter anderem schwefelfreien Kraftstoff erfordern. Im weiteren Verlauf der Arbeit soll die Qualitätsregelung von Ottomotoren nicht weiter verfolgt werden (Kapitel 3).

Die Beschränkung auf stöchiometrisches Gemisch reduziert die Laststeuerung auf die Quantitätsregelung. Der Ladungswechsel bestimmt über die Zumessung der Frischluftmasse m_L die zu erbringende Arbeit im Hochdruckteil. Es gilt:

$$m_L = \rho_L V_L = \frac{1}{R_L T_L} p_L V_L \quad (4.4)$$

mit	ρ_L	-	Luftdichte [kg/m ³]
	R_L	-	Gaskonstante der Luft [kJ/kg K]
	T_L	-	Lufttemperatur [K]
	p_L	-	Luftdruck [bar]

Alle Zustandsgrößen der angesaugten Frischluft gelten bei Abschluss des Ladungswechsels charakterisiert durch den Einlass Schluss im Zylinder. Fällt der Einlass Schluss näherungsweise mit dem Unteren Totpunkt zusammen, so entspricht das angesaugte Luftvolumen V_L dem konstruktiv festgelegten Hubvolumen V_h ; somit verbleibt zur Laststeuerung konventionell die Luftdichte ρ_L . Da eine ausreichend große Variabilität der Lufttemperatur T_L im dynamischen Motorbetrieb nicht gegeben ist, wird der Luftdruck p_L im Saugrohr über eine Drosselung mittels der Drosselklappe verringert.

Die so genannte drosselfreie Laststeuerung impliziert eine idealisierte Zumessung der Luftmasse m_L ohne Veränderung der Luftdichte ρ_L im Vergleich zur Umgebung. Gemäß (4.4) ist zur Wahrung der laststeuernden Funktion ein variables Luftvolumen V_L bei Abschluss des Ladungswechsels erforderlich. Ein theoretischer Ansatz ist das wirksame Hubvolumen V_h über eine variable Verdichtung dem laststeuernden Volumen V_L gleichzusetzen. Zur Laststeuerung wird das geometrische Verdichtungsverhältnis verändert, so dass der Einlass Schluss jeweils mit dem Unteren Totpunkt zusammenfällt. Die Konsequenz ist jedoch eine dramatische Reduzierung des thermodynamisch relevanten Verdichtungsverhältnisses und somit des Wirkungsgrads (Kapitel 4.3, 8.5).

Die Verwendung vollvariabler Ventiltriebe erlaubt hingegen eine entdrosselte, laststeuernde Funktion unter Beibehaltung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses über den variablen Einlass Schluss. Idealisiert wird die Luftmasse m_L bei konstanter Hubfunktion des Kurbeltriebs ausschließlich durch den Zeitpunkt des Schließens der Einlassventile bestimmt, während der Ventilhub im Sinne der Drosselfreiheit einen ausreichenden Öffnungsquerschnitt bereitstellt.

Je nach Lage des Einlass Schließt Zeitpunkts werden zwei Arten der entdrosselten Laststeuerung unterschieden:

- **Früher Einlass Schluss (FES):**
Der Ladungswechsel endet im Ansaugtakt vor dem unteren Totpunkt (UT), sobald sich die für die gewünschte Last benötigte Frischluftmenge im Zylinder befindet. Der Zylinderinhalt wird nach Schließen der Einlassventile bis zum UT expandiert und anschließend komprimiert.
- **Später Einlass Schluss (SES):**
Der Ladungswechsel endet abhängig von der Last erst weit im Kompressions-takt. Durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens zum Oberen Totpunkt (OT) wird eine Teilmenge der Zylinderfüllung ins Saugrohr zurückgeschoben.

Die entdrosselten Laststeuerverfahren sind in Abbildung 4.1 im Vergleich zur konventionellen Laststeuerung über die Drosselklappe (DK) mit den zugehörigen Hub- und Druckverläufen im Ladungswechsel dargestellt. Zugrunde gelegt ist eine Simulation (Kapitel 4.1, 10.5) bei identischer Zylinderfüllung nach Abschluss des Ladungswechsels sowie die Vorgabe von vereinfachten, trapezförmigen Hubverläufen.

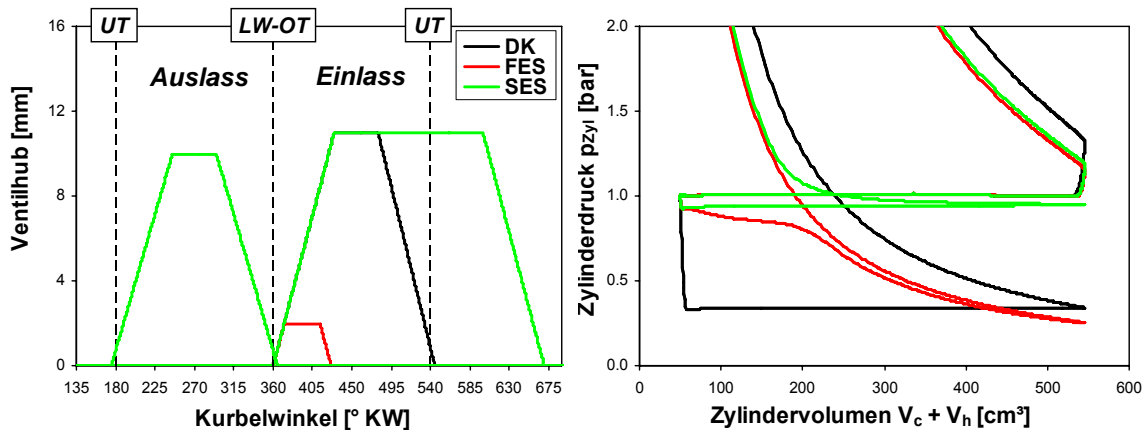


Abbildung 4.1: Vergleich der Laststeuerverfahren (Simulation)

4.2 Wirkungsgradsteigerung bei Quantitätsregelung mittels vollvariablem Ventilhub

Ziel der Teillast-Optimierung ist die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch Erhöhung des effektiven Wirkungsgrads η_e .

$$\eta_e = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{P_e}{\dot{m}_B H_u} = \eta_m \eta_i \quad (4.5)$$

mit	P_e	-	effektive Leistung [kW]
	\dot{m}_B	-	Kraftstoffmassenstrom [kg/s]
	η_m	-	mechanischer Wirkungsgrad [-]

Unabhängig von der Art der Laststeuerung gilt es stets den mechanischen Wirkungsgrad η_m über eine Reduzierung der mechanischen Reibung als Verlustleistung zu verbessern. Ventiltriebsspezifisch kann bei mechanisch variablen Systemen bspw. die geringere Auslenkung der Ventildfeder bei reduziertem Hub zur Verbesserung beitragen [12].

Nach DIN 1940 [71] zählt zudem die Antriebsleistung von Nebenaggregaten zu den mechanischen Verlusten. Besonders bei nockenwellenlosen Systemen ist dem Entfall der konventionellen Ventiltriebsreibung der Zusatzaufwand zur Bereitstellung der alternativen Energien zur Betätigung der Ventile gegenüber zu stellen.

Eine Erhöhung des indizierten Wirkungsgrads η_i setzt thermodynamische Ansätze voraus. Gleichung (4.5) gilt bei Berücksichtigung der zugehörigen Leistungen ebenso für den indizierten Wirkungsgrad η_i wie auch für den indizierten Hochdruckwirkungsgrad η_{iHD} . Nach Gleichsetzen und Umformen folgt:

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{iHD}} \eta_{iHD} = \frac{p_{mi}}{p_{miHD}} \eta_{iHD} = \frac{p_{mi}}{p_{mi} - p_{miLW}} \eta_{iHD} \quad (4.6)$$

mit	P_i	-	indizierte Leistung [kW]
	P_{iHD}	-	indizierte Leistung des Hochdruckteils [kW]
	p_{miHD}	-	indizierter Mitteldruck des Hochdruckteils [bar]
	p_{miLW}	-	indizierter Mitteldruck des Ladungswechselteils [bar]

Der indizierte Mitteldruck des Ladungswechselteils p_{miLW} kann unter Berücksichtigung von aufgeladenen Motorkonzepten je nach betrachteter Last sowohl negative wie auch positive Werte annehmen. Bei konstanter innerer Last p_{mi} beschränkt sich somit die Abhängigkeit des indizierten Wirkungsgrads η_i lediglich auf den Hochdruckwirkungsgrad η_{iHD} und die Ladungswechselarbeit p_{miLW} .

Eine Erhöhung des indizierten Wirkungsgrads η_i gelingt demzufolge nur über die Reduzierung des Ladungswechselverlusts p_{miLW} und / oder eine Verbesserung der Energieumsetzung in der Verbrennung charakterisiert durch den Hochdruckwirkungsgrad η_{iHD} .

Die konventionell gedrosselte Laststeuerung bedingt im gesamten Betriebsbereich unterhalb der Volllast einen lastabhängigen Saugrohrunterdruck. Während des Ansaugvorgangs muss der Kolben gegen die Druckdifferenz zwischen Brennraum und Kurbelgehäuse Arbeit leisten. Diese Verlustarbeit des Ladungswechsels nimmt infolge des sinkenden Saugrohrdrucks mit Abnahme der Last kontinuierlich zu.

Eine nahe liegende Maßnahme ist daher die Vermeidung hoher Ladungswechselverluste durch eine Lastpunktverschiebung hin zu höheren Lasten. Der Begriff Downsizing charakterisiert allgemein eine Absenkung des Hubraums V_h , so dass zur Abgabe der gleichen Arbeit W_{KA} ein höherer indizierter Mitteldruck p_{mi} erforderlich ist (Gleichung (4.1)). Hinsichtlich der Kundenakzeptanz darf das reduzierte Hubvolumen nicht zur Verschlechterung der Drehmoment- und Leistungsreserve führen, so dass Downsizing-Maßnahmen aktuell vermehrt mit Aufladetechnologien kombiniert werden.

Bei mehrzylindrigen Motoren verschiebt das bedarfsgerechte Stilllegen von Einzelzylindern als Sonderform des Downsizings den Lastpunkt der gefeuerten Zylinder deutlich hin zu höheren Lasten. Diese Maßnahme wird unter dem Begriff Zylinderabschaltung oder auch Mehrtaktverfahren zusammengefasst. Während konstruktive Lösungen des Abschaltvorgangs sowohl mit konventionellen wie auch variablen Ventiltrieben gegeben sind, stellt sich die Regelung des unstetigen Lastkollektivs sowie die Einbuße in der Laufruhe bei Zylinderabschaltung als problematisch dar.

Die ursächliche Motivation einer drosselfreien Laststeuerung ist daher die Verbesserung des Ladungswechselgütegrads. Dieser ist als Verhältnis zwischen realem und idealem Prozess definiert [12], [42]. Gelingt die Laststeuerung über das Frischluftvolumen V_L bei Umgebungsdruck, so kann der Ladungswechselverlust reduziert werden. Gemäß Gleichung (4.6) ist jedoch eine Rückwirkung der Laststeuerung auf den Hochdruckwirkungsgrad zu beachten. Die Reduzierung des Ladungswechselverlusts bei konstantem indizierten Mitteldruck p_{mi} wird in vollem Umfang zur Verbesserung des indizierten Wirkungsgrads η_i wirksam, wenn die alternative Laststeuerung ohne Einfluss auf die Verbrennung bleibt. Ist sogar eine Verbesserung im Hochdruckteil möglich, so addieren sich die Vorteile aus Ladungswechsel- und Hochdruckteil.

4.3 Abgasrückführung

Der Restgasgehalt, definiert als der Massenanteil des Abgases an der gesamten Zylinderfüllung nach Abschluss des Ladungswechsels, ist ein wesentlicher Einflussparameter für den Gesamtwirkungsgrad des Ottomotors. Bei konstanter angesaugter Zylindermasse verringert sich mit steigendem Restgasanteil die Frischluftmasse; gleichbedeutend nimmt nach (4.2) der Gemischheizwert proportional mit dem Volumen der Frischluft ab. Für gleiche Brennstoffenergie ist demnach bei Abgasrückführung (AGR) eine größere Ladungsmasse erforderlich, was über einen steigenden Saugrohrdruck zu einem geringeren Ladungswechselverlust führt. Zum anderen beeinflusst die Restgaskonzentration maßgeblich den Verbrennungsprozess und dessen thermodynamischen Wirkungsgrad über die Veränderung der Stoffeigenschaften.

Die theoretische Betrachtung des Restgaseinflusses auf den Wirkungsgrad geht von der stark vereinfachten Annahme des Gleichraumprozesses als idealisiertem Vergleichsprozess des Ottomotors aus. Demnach ist der Wirkungsgrad definiert als:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (4.7)$$

mit	$\eta_{th,v}$	-	Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses [-]
	ε	-	geometrisches Verdichtungsverhältnis [-]
	κ	-	Isentropenexponent [-]

Im Gegensatz zur idealisierten Betrachtung des Arbeitsmediums als reine Frischluft bei konstantem Isentropenexponenten $\kappa = 1.4$ erfordert die theoretische Bewertung des Restgaseinflusses die Berücksichtigung der über ein Arbeitsspiel veränderlichen Stoffzusammensetzung der Zylinderfüllung bestehend aus Luft, Kraftstoff und Restgas bei konstantem Verdichtungsverhältnis. Der ebenso veränderliche Isentropenexponent ist definiert als das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p bzw. Volumen c_v . Die Wärmekapazitäten sind unmittelbar von der Anzahl der Freiheitsgrade der Moleküle abhängig. Neben der Molekülform der betrachteten Gase folgt somit eine ausgeprägte Temperaturabhängigkeit. Während die von der Molekülform abhängigen Freiheitsgrade aus Translation, Rotation und Oszillation bei geringen Temperaturen noch zum Teil eingefroren sind, geht eine Zunahme der Temperatur mit der Zunahme der relevanten Freiheitsgrade einher; folglich steigen die Wärmekapazitäten mit steigender Temperatur [72].

Aufgrund der Stoffumwandlung des Gemischs in die Verbrennungsprodukte sowie der großen Temperaturänderung während des Arbeitsspiels ist die Änderung des Isentropenexponenten lediglich mit vereinfachten, rechnerischen Ansätzen möglich [50].

Zur Trennung der überlagerten Effekte der Stoffzusammensetzung sowie der gekoppelten Änderung der Gemischtemperatur im Zylinder wird eine Temperaturänderung zunächst ausgeschlossen. Ausgehend von einem rein stöchiometrischen Frischluft-Kraftstoff-Gemisch führt gemäß Abbildung 4.2 eine Erhöhung der Abgaskonzentration nach Abschluss des Ladungswechsels in der Kompression zu einem Anstieg des Isentropenexponenten der Zylinderfüllung bei konstanter Temperatur. Bei identischer Energiezufuhr und Energieumsetzung führt das Aufheizen einer größeren Ladungsmasse infolge der Abgasrückführung zu einer Absenkung der Prozesstemperaturen nach Verbrennungsbeginn. Somit reduziert sich die nachteilige Dissoziation als Funktion der Spitzentemperatur. Gleichzeitig nimmt der Isentropenexponent in der Expansion durch die geringeren Temperaturen zu, was zusammen genommen nach (4.7) zu einer Verbesserung des Wirkungsgrads führt.

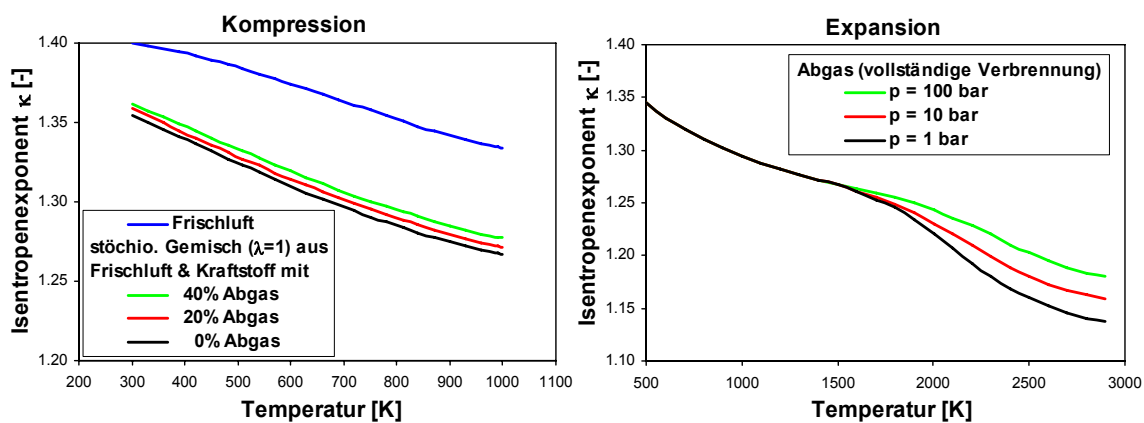


Abbildung 4.2: Isentropenexponent abhängig von Zusammensetzung & Temperatur für Kompression & Expansion [78]

Wird das Restgas hingegen nicht mit Ansauglufttemperatur zugeführt, so darf der Einfluss der Temperaturerhöhung nicht vernachlässigt werden. Im Gegensatz zur reinen Änderung der Konzentration bewirkt eine zusätzliche Temperaturerhöhung zum Abschluss des Ladungswechsels nach Abbildung 4.2 eine gegenläufige Reduzierung des Isentropenexponenten in der Kompression. Der theoretische Wirkungsgradgewinn wird somit im Vergleich zu einer Abgasrückführung bei konstanter Temperatur deutlich reduziert. In der rechnerischen Betrachtung verbleibt jedoch eine leichte Zunahme des Verbrennungswirkungsgrads mit höherem Restgasgehalt [50], [58], [59].

In der Praxis zeigt sich zudem eine Rückwirkung der Restgaszunahme auf das Brennverhalten, da mit zunehmender Ladungsverdünnung die Brenngeschwindigkeit abnimmt. Gemeinsam mit dem Brennverzug steigt die Laufunruhe und begrenzt somit die maximale Restgasverträglichkeit. Dennoch gelingt mit zunehmendem Restgasgehalt im Einklang mit der rechnerischen Betrachtung eine Verbesserung des indizierten Wirkungsgrads. Neben den reduzierten Ladungswechselverlusten ist der positive Einfluss der abgesenkten Prozesstemperaturen auf den Wandwärmeverlust sowie die Abgasenthalpie ausschlaggebend.

Inertes Abgas ist entgegen der prinzipiellen Betrachtung des idealen Ladungswechsels mit vollständigem Austausch der Verbrennungsprodukte durch die Frischluft stets Teil der realen Zylinderfüllung. Bei festen Steuerzeiten für Einlass und Auslass ist die Überschneidungsfläche hinsichtlich Größe und Phasenlage festgelegt. Das Restgas resultiert aus der im Kompressionsvolumen verbleibenden Restgasmasse sowie der überströmenden Masse infolge der Druckdifferenz zwischen Zylinder und Saugrohr. Die stationäre Druckdifferenz ist Folge der Laststeuerung gedrosselter Motoren im dynamischen Betrieb und somit genau wie der resultierende Restgasgehalt nicht beeinflussbar. Bei großer Überschneidungsfläche muss zudem eine Rückströmung aus dem Krümmer unmittelbar ins Saugrohr beachtet werden.

Eine gezielte Ladungsverdünnung zur Beeinflussung des Wirkungsgrads über den Restgasgehalt erfordert variable Steuerzeiten. Grundsätzlich ist die Steuerung der Abgasrückführung über zwei Formen möglich:

- Externe Abgasrückführung
- Interne Abgasrückführung

Bei externer Rückführung wird Restgas aus der Abgasanlage entnommen und der Frischluft im Saugrohr über ein Regelventil erneut zugeführt. Während des Transports über zusätzliche, externe Leitungen verringert sich die Temperatur des zurückgeführten Restgases. Infolge des aufgezeigten Temperatureinflusses auf den Isentropenexponenten (Abbildung 4.2) wird darüber hinaus zumeist eine gesonderte, externe Kühlung des Restgases angewandt. Die Temperaturerhöhung der Zylinderfüllung aufgrund des angesaugten Luft-Restgas-Gemischs ist daher gering.

Die gezielte interne Abgasrückführung erfordert Phasensteller zur Variation von Größe und Lage der Überschneidungsfläche. Zur Beschreibung der Steuerzeiten wird eine Verschiebung entgegen der Kurbelwellendrehrichtung als Verschiebung in Richtung früh definiert. Entsprechend wird bspw. der Maximalhub bei gleicher Kurbelwellenposition später durchlaufen, wenn die Steuerzeiten in Richtung spät verschoben werden.

Liegt die Überschneidung durch spätes Schließen des Auslassventils vornehmlich nach dem Oberen Totpunkt, wird Abgas aus dem Krümmer in den Brennraum zurückgesaugt. Durch frühes Öffnen der Einlassventile vor dem Oberen Totpunkt strömt andererseits Restgas noch vor Ende des Ausschietakts ins Saugrohr und wird anschließend zusammen mit der Frischluft erneut angesaugt.

Die Steuerung der Restgasmasse bei Drosselregelung erfolgt über die Überschneidungsfläche bei weiterhin hoher Abhängigkeit vom lastpunktspezifischen Differenzdruck zwischen Saugrohr, Zylinder und Krümmer. Aufgrund der konstanten Öffnungsdauern der Ventilerhebungen sind Sekundärwirkungen der Steuerzeiten wie ein Anstieg der Ausschietarbeit bei spätem Auslass Öffnet zu beachten. Relativ zur externen Rückführung ist die resultierende Mischungstemperatur der Zylinderfüllung aufgrund des heißen, internen Restgases höher. Nach der idealen Gasgleichung folgt bei gleicher Gesamtmasse im Zylinder im Unteren Totpunkt ein höheres Druckniveau als Folge der höheren Temperatur. Im Vergleich zur kalten Abgasrückführung zeigt sich ein zusätzlicher Vorteil in Form der thermischen Entdrosselung.

Bei entdrosselter Laststeuerung entfällt prinzipbedingt die treibende Druckdifferenz als maßgeblicher Parameter der gedrosselten Restgassteuerung. Eine Anwendung der externen Rückführung ist dennoch über eine geringe Androsselung im Saugrohr oder eine moderate Anhebung des Abgasgegendrucks möglich.

Der interne Massenaustausch wird idealisiert ausschließlich von der verdrängenden bzw. ansaugenden Wirkung des Kolbens bestimmt. Es lassen sich in Erweiterung der bereits genannten internen Strategien grundsätzlich 3 Arten der Abgasrückführung bei entdrosselter Laststeuerung unterscheiden, wobei zur vereinfachten Definition geringe, konstante Überschneidungsflächen angenommen werden [57]:

- Einlasskanalrückführung
- Auslasskanalrückführung
- Brennraumrückführung

Die Einlasskanalrückführung steuert die Restgasmasse über paralleles Verschieben von Einlass Öffnet und Auslass Schließt vom Oberen Totpunkt des Ladungswechsels (LW-OT) in Richtung früh. Abbildung 4.3 zeigt die Hubverläufe, die Massenströme und den Druckverlauf der verschiedenen Rückführstrategien bei einem Restgasgehalt von jeweils $X_{AGR} \approx 20\%$ in der Teillast. Das Schließen der Auslassventile unterbindet noch vor Ende der Ausschiebephase den Restgastransport in den Krümmer und führt stattdessen zu einem Massenstrom der Verbrennungsprodukte in das Saugrohr erkennbar anhand des negativen Massenstroms durch die Einlassventile vor LW-OT.

Eine entsprechende Spätverstellung von Einlass Öffnet und Auslass Schließt nach LW-OT definiert die Auslasskanalrückführung. Das Restgas durchströmt hierbei anteilig das Auslassventil ein zweites Mal in der Ansaugphase, bevor mit dem Öffnen des Einlassventils die Frischlufteinströmung beginnt. Der Wärmeverlust des heißen Restgases ist geringer als bei der Einlasskanalrückführung, da kein zusätzlicher Wärmeübergang im Saugrohr stattfindet. Bei gleichem Restgasgehalt resultiert eine höhere Zylindertemperatur und erneut der Vorteil einer thermischen Entdrosselung.

Bei voller Variabilität von direkt betätigten,nockenwellenlosen Ventiltrieben ist zudem eine Evakuierung von Restgas im Brennraum um den Oberen Totpunkt im Ladungswechsel darstellbar. Aufgrund der gezielten Überschneidungsfreiheit von Einlass- und Auslasshub wird in der Literatur von negativer Überschneidung der so genannten Brennraumrückführung gesprochen [57]; hohen Temperaturen der Zylinderfüllung infolge vermiedener Bauteildurchströmung stehen ansteigende Wärme- sowie Leckageverluste (Blow-By) gegenüber.

Während der Restgasanteil an der Zylinderfüllung bei interner Rückführung im Drosselbetrieb trotz variabler Überschneidungsfläche noch stark vom Differenzdruck überlagert ist, erlaubennockenwellenlose Ventiltriebe eine betriebspunktabhängig optimale Gemischzusammensetzung. Für gleichen Restgasanteil ist im Vergleich zum gedrosselten Betrieb jedoch aufgrund der fehlenden Druckdifferenz eine deutlich größere Überschneidungsfläche erforderlich [40].

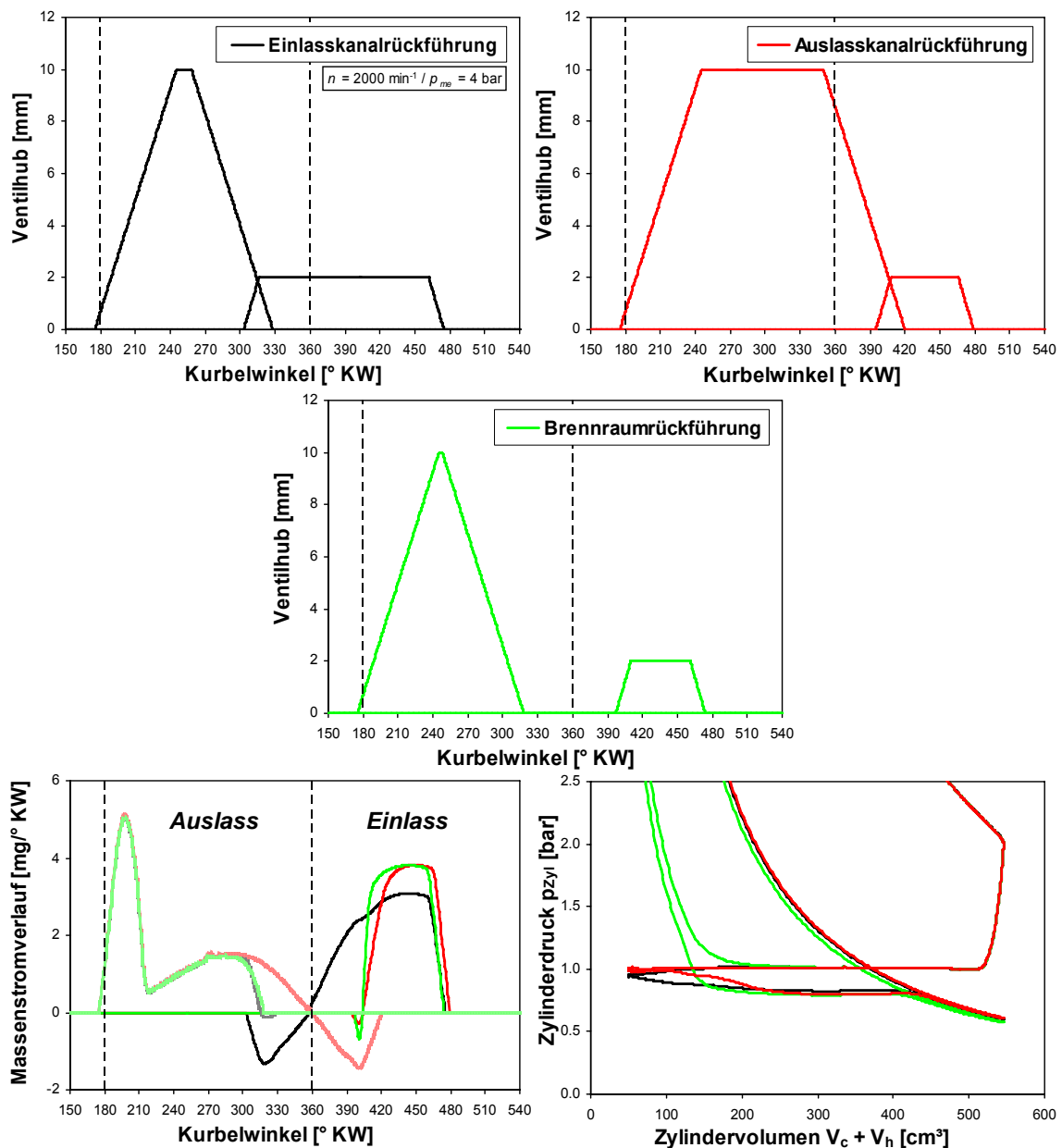


Abbildung 4.3: Strategien der Abgarrückführung bei entdrosseltem Betrieb (Simulation)

4.4 Beeinflussung der Verbrennung durch Ladungsbewegung

Die Verbrennung in modernen Motorenkonzepten wird maßgeblich von der Zylinderinnenströmung beeinflusst. Sie kann als Grundvoraussetzung für die Funktionsfähigkeit sowohl bei hoher Ladungsverdünnung als auch bei höchsten Drehzahlen gewertet werden [69], [74]. Der Begriff der Ladungsbewegung beschreibt das im Brennraum herrschende Strömungsfeld, welches sich in Abhängigkeit von Einstromvorgang, Kolbenbewegung und Verbrennung ausbildet. Bei der Analyse unterscheidet man zwischen gerichteter, mittlerer Strömung und ungerichteter, turbulenter Struktur [73]. Die Strömung gibt die mittlere vektorielle Geschwindigkeit aller beteiligten Moleküle an, während die Turbulenz eine der mittleren Strömungsgeschwindigkeit überlagerte, stochastische Bewegung jener Moleküle beschreibt.

Eine optimale Verbrennung setzt beginnend mit der Gemischbildung über die Entflammung bis hin zur Erhaltung einer ausreichend stabilen Flammenfront eine bedarfsgerechte Ladungsbewegung voraus. Die Gemischbildung sowie die Homogenisierung sind von der Ladungsbewegung in der Ansaug- und Kompressionsphase abhängig. Neben der Vermischung von Kraftstoff und Luft muss auch das Restgas homogen in der Zylinderladung verteilt sein [75].

Für eine effiziente Energieumwandlung ist eine schnelle Umsetzung anzustreben. Nach *Wurms* [76] ergibt sich die Umsatzgeschwindigkeit als vektorielle Addition der Brenngeschwindigkeit und der Transportgeschwindigkeit der Flammenfront (Deflagration [77]). Die Brenngeschwindigkeit setzt sich aus der laminaren Brenngeschwindigkeit sowie einem Anteil, der durch die örtliche Turbulenz hervorgerufen wird zusammen. Mit zunehmender Ladungsverdünnung durch Frischluft oder Restgas zeigt sich im Versuch ohne weitere Maßnahmen eine starke Abnahme der laminaren Brenngeschwindigkeit. Die für die laminare Brenngeschwindigkeit entscheidenden Geschwindigkeiten des Wärme- und Stofftransports werden durch abnehmende Konzentrationen der Reaktanten sowie die sinkenden Prozesstemperaturen reduziert.

In den meisten technischen Anwendungen und im Besonderen bei Verbrennungsmotoren ist der Ablauf der Verbrennung durch das umgebende turbulente Strömungsfeld geprägt [77]. Nach *Heywood* [78] kann die turbulente Brenngeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Turbulenz das 10 bis 20-fache Niveau der laminaren Brenngeschwindigkeit erreichen. Ist die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit größer als die laminare Brenngeschwindigkeit, bilden sich zusätzlich zur flachen, geschlossenen Flammenfront einzelne Flammeninseln (Flamelets) aus. Durch die Auffaltung der Flammenfront bei zunehmender Turbulenz vergrößert sich die Reaktionszone, was den Anstieg der Umsatzgeschwindigkeit erklärt [76], [77], [78].

Zur Optimierung der Verbrennung ist eine gezielte Einflussnahme auf die Ladungsbewegung sinnvoll. Allgemein wird zwischen intern und extern generierten Strömungsformen unterschieden. Während sich interne Maßnahmen auf die Gestaltung der Brennraumform beziehen, ergeben sich externe Maßnahmen bei definierter Beeinflussung des Einströmvorgangs mit Hilfe konstruktiver Maßnahmen am Einlasskanal, Einlassventil oder über die Variabilität des Ventilhubverlaufs.

Neben hohen kinetischen Energien in der Ansaugphase zur Verbesserung von Gemischbildung und Homogenisierung muss die Strömung über den Einströmvorgang hinaus erhalten bleiben. Hierzu stellt ein möglichst die gesamte Ladungsmasse erfassender Wirbel die energetisch günstigste und strukturell stabilste Strömungsform dar [79]. Die generierte Wirbelströmung wird unterschieden nach der Orientierungsrichtung ihrer Drehachse. Als typische Strömungsformen sind die Drall-Strömung mit vertikaler, in Zylinderachsrichtung orientierter Drehachse und die Tumble-Strömung mit horizontaler, in Kurbelwellenachsrichtung orientierter Drehachse bekannt.

Die Drall-Strömung ist besonders bei 4-Ventilmotoren mit variablem Ventilhub sehr leicht durch Kanalabschaltung und entsprechend asymmetrische, einseitige Ladungseinbringung zu generieren. Die Strömung bleibt auch während der Kompression aufgrund der geometrischen Randbedingungen größtenteils erhalten.

Die Tumble-Strömung kann einerseits allein über die konstruktive Gestaltung des Einlasskanals sowie durch zusätzliche, strömungsleitende Einbauten wie variable Leitklappen, Ventilabschirmungen bzw. Brennraummaskierungen realisiert werden. In Kombination mit variablen Hübten wird die Strömung vorrangig durch den Einlasshub bestimmt [74].

Ziel ist jeweils die Ausrichtung der Hauptströmung auf den oberen Ventilsplatt [76]. Während der wirksame Radius des Tumble-Wirbels in der Ansaugphase ansteigt, führt im Umkehrschluss dessen Reduzierung in der Kompression infolge der Energieerhaltung zu stark zunehmenden Strömungsgeschwindigkeiten (Drallerhaltung). Gleichzeitig zerquetscht der Kolben durch Bewegung in Richtung des Oberen Totpunkts den Walzenwirbel, so dass zum Ende der Kompression die ursprüngliche Makro-Ladungsbewegung weitestgehend in Turbulenz dissipiert [76]. Folglich erhöht sich die Turbulenz einer Tumble-Strömung nahe dem Zündzeitpunkt nochmals maßgeblich; im Vergleich zur Drall-Strömung ist das Niveau hier deutlich höher.

Allen strömungsbeeinflussenden Maßnahmen gemeinsam sind Rückwirkungen auf die Durchflusscharakteristik und den Drosselverlust. Die zur Erzeugung hoher Einströmgeschwindigkeiten bzw. intensiver Wirbelstrukturen notwendige Energie reduziert die maximale Füllung. Der Anstieg der kinetischen Energie der einströmenden Ladungsmasse muss durch zusätzliche Ladungswechselarbeit aufgebracht werden.

4.5 Gemischbildung

Chemisch betrachtet entspricht die Verbrennung der Oxidation der Kraftstoffmoleküle. Voraussetzung ist demnach eine ausreichend gute Zugänglichkeit des erforderlichen Sauerstoffs in der Frischluft zum aufbereiteten Kraftstoff. Zur Gemischbildung im Ottomotor zählen die Dosierung nach Menge und Zusammensetzung, Gemischaufbereitung, -transport und -verteilung. Die Gemischaufbereitung beinhaltet den Übergang des flüssig eingespritzten Kraftstoffs in die gasförmige Phase sowie die Vermischung mit Frischluft und Restgas. Sie wird beeinflusst vom Siedeverlauf des Kraftstoffs, der Temperatur, dem Druck, der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenz, der Zerstäubungsgüte sowie der zur Verfügung stehenden Zeit [42]. Grundsätzlich wird im motorischen Betrieb zwischen der äußeren und der inneren Gemischbildung unterschieden.

Der konventionelle Ottomotor ist durch die äußere Gemischbildung charakterisiert. Frischluft und Kraftstoff werden teilweise schon vor gemeinsamer Einströmung in den Brennraum gemischt. Der ursprünglich zentrale Vergaser war weit von den jeweiligen Zylindern entfernt und erlaubte somit eine relativ lange Zeit zur Gemischbildung. Die Notwendigkeit zur exakteren Einhaltung des stöchiometrischen Luftverhältnisses sowie der Gleichverteilung über die Einzelzylinder führte über die zentrale Einspritzung ins Saugrohr zur heute üblicherweise verwendeten, zylinderselektiven Einspritzung unmittelbar vor die jeweiligen Einlassventile (*Multi-Point-Injection, MPI*).

Die innere Gemischbildung findet durch direkte Einspritzung des Kraftstoffs unter hohem Druck unmittelbar in den Brennraum statt. Prinzipbedingt sind die Anforderungen infolge der reduzierten zur Verfügung stehenden Zeit sowie der fehlenden Gemischbildung im Ventilspace (Kapitel 7.5) erhöht [4], [13], [40]. Demnach kommt dem lastpunktabhängigen Einspritzzeitpunkt eine hohe Bedeutung zu. Der im Rahmen der Arbeit ausschließlich betrachtete stöchiometrische Betrieb erfordert eine frühe Einspritzung in der Ansaugphase nahe dem LW-OT. Der hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemission optimale Einspritzzeitpunkt folgt einerseits aus einer maximierten Aufbereitungszeit; andererseits muss ein nachteiliger Kontakt des flüssigen Kraftstoffs mit Brennraumwand und Kolben genauso vermieden werden, wie ein Ausströmen von Frischgemisch bei weiterhin geöffneten Auslassventilen. Zur ausreichenden Aufbereitung und Verteilung des Gemischs im Brennraum ist besonders bei innerer Gemischbildung eine enge Abstimmung der Einspritzung mit der Ladungsbewegung erforderlich. Im weiteren Verlauf ist mit innerer Gemischbildung ausschließlich die Hochdruck-Direkteinspritzung bei weitgehender Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemischs gemeint (*FSI*).

Der Einspritzdüse kommt hinsichtlich der erreichbaren Zerstäubungsgüte sowie der Einspritzcharakteristik eine hohe Bedeutung zu. Die Auswahl und Auslegung kann nur motorenspezifisch als Teil der Brennverfahrensentwicklung erfolgen. Der hohe, lastpunktabhängige Einspritzdruck des Kraftstoffs im Bereich von 40 bis derzeit ca. 200 bar wird über eine zusätzliche Hochdruckpumpe erzeugt. Die mechanische Verdichterarbeit wird als zusätzlicher Verlust den Nebenaggregaten und somit dem mechanischen Wirkungsgrad zugeordnet. Im Gegensatz zur äußeren Gemischbildung mit stochastischen Wandfilmeffekten ist eine exaktere Zuordnung der Einspritzmenge zum individuellen Zyklus möglich.

Der maximale Liefergrad bei gegebenem Öffnungsquerschnitt liegt bei innerer Gemischbildung höher, da der Kraftstoff nicht über den Einlassventilquerschnitt in den Brennraum gelangt. Darüber hinaus wird die Verdampfungsenergie des Kraftstoffs erst im Brennraum der Zylinderfüllung entzogen. Diese so genannte Zylinderinnenkühlung führt bei Verdampfung während der noch geöffneten Einlassventile zu einer Dichtesteigerung bzw. nach Abschluss des Ladungswechsels zu abgesenkten Brennraumtemperaturen. Die Klopfneigung an der Vollast wird reduziert, was die Möglichkeit einer Anhebung des thermodynamisch wirksamen Verdichtungsverhältnisses ε um ca. eine Einheit eröffnet [4], [17]. Aktuelle Trends der Ottomotorenentwicklung zielen deutlich auf eine breitere Anwendung der Direkteinspritzung in Verbindung mit Aufladetechnologien hin [81], [82].

5 Vergleich der Bilanzierungsarten für Hochdruck und Ladungswechsel

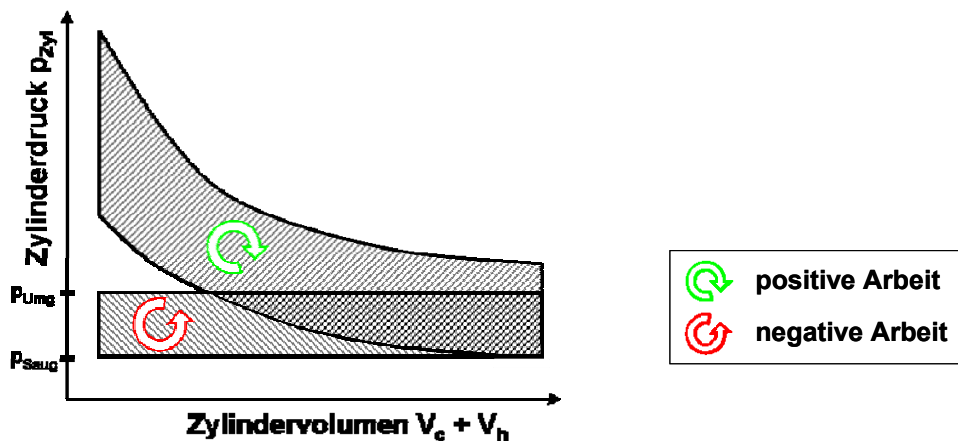
Verbrennungsmotoren werden allgemein aufgrund verschiedenster Merkmale eingeteilt. Nach dem Arbeitsverfahren wird das 2-Takt-Verfahren vom heute bei Fahrzeuganwendungen ausschließlich angewandten 4-Takt-Verfahren unterschieden. Die Volumenänderung des Arbeitsraums wird abwechselnd zur Arbeitsleistung und zum erforderlichen Ladungswechsel herangezogen. Ein vollständiges Arbeitsspiel umfasst demzufolge innerhalb von 2 Kurbelwellenumdrehungen die Arbeitstakte:

- Ansaugen (Ladungswechseltakt)
- Komprimieren (Hochdrucktakt)
- Expandieren (Hochdrucktakt)
- Ausschieben (Ladungswechseltakt)

Einfache, innerlich reversible Kreisprozesse bilden den motorischen Prozess nur als geschlossenes System mit Wärmezufuhr (Ersatz der Energieumsetzung in der Verbrennung) und Wärmeabfuhr (Ersatz des Ladungswechsels) ab. Ein häufig verwendeter, offener Vergleichsprozess ist der Prozess des vollkommenen Motors, in dem ein verlustfreier Ladungswechsel im Unteren Totpunkt angenommen wird [69]. Ersetzt man den verlustfreien Ladungswechsel durch ein Ausschieben auf konstantem Umgebungsdruck sowie ein Ansaugen bei reduziertem Saugrohrdruck, so erscheinen die Arbeitstakte anschaulich im Druck-Volumen-Diagramm (pV, Abbildung 5.1). Gleichzeitig leitet sich deren Zuordnung zum Hochdruckteil (geschlossenes System) bzw. zum Ladungswechselteil (offenes System) ab. Jeder Takt entspricht einer halben Kurbelwellenumdrehung.

Zur Quantifizierung der inneren Arbeit dient das Druck-Volumen-Diagramm eines gesamten Arbeitsspiels. Die Gesamtarbeit eines Zylinders folgt aus dem Ringintegral des Zylinderdrucks p_{zyl} über der Volumenänderung dV . Somit entspricht die indizierte Arbeit eines Arbeitsspiels p_{mi} der Summation der beiden entstehenden Flächen für Arbeitsleistung und Ladungswechsel bei Bezug auf das Hubvolumen. Die abgegebene Arbeit im Hochdruckteil geht definitionsgemäß bei Umlaufen der Fläche gegen den Uhrzeigersinn positiv in die Betrachtung ein, während der Ladungswechsel in der Teillast als Verlust negativ berücksichtigt werden muss. In der Praxis hat sich neben der bezogenen Arbeit parallel die Bezeichnung als Mitteldruck durchgesetzt.

Verfolgt man die aus der Ableitung des offenen Vergleichsprozesses resultierende Aufteilung in Ladungswechsel- und Hochdruckteil, so beginnen und enden die auszuwertenden Flächen jeweils im Unteren Totpunkt. Anschaulicher ist die Auswertung der real umfahrenen Flächen, wie es bspw. *Kuratle* [83] vorschlägt. Wie Abbildung 5.1 zeigt, ist der resultierende indizierte Mitteldruck p_{mi} unabhängig von der Vorgehensweise identisch, da sich die unterscheidende Fläche sowohl im Ladungswechsel- wie auch im Hochdruckteil wieder findet.



Umfahrene Fläche

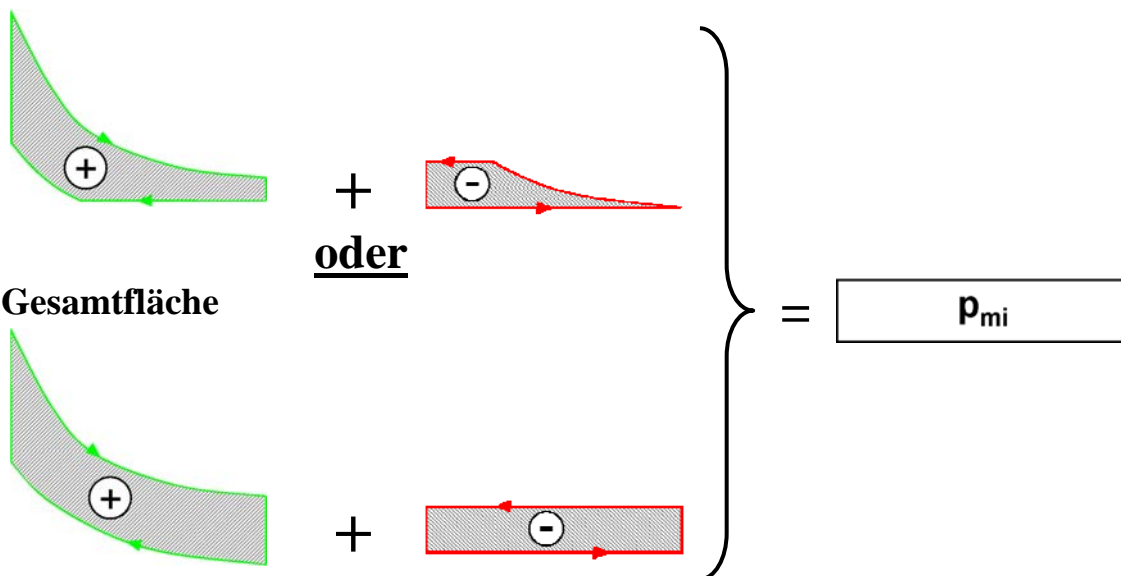


Abbildung 5.1: Bestimmung des indizierten Mitteldrucks p_{mi} (idealisierte Teillast-Randbedingungen)

Der in Abbildung 5.1 idealisiert dargestellte Druckverlauf setzt neben rechteckigen Hubverläufen in den Totpunkten ein irreales, unendlich schnelles, verlustfreies Aus- und Einströmen voraus. Um die realen Arbeitsverluste klein zu halten und eine gute Füllung zu erzielen, wählt man bei konstanten Steuerzeiten für Auslass- wie Einlassventilerhebung eine über einen Arbeitstakt hinausgehende Öffnungsdauer größer als 180° KW [84]. Unter Beibehaltung der Definition des Ladungswechsels als offenes System und somit charakterisiert durch die Steuerzeiten Auslass Öffnet und Einlass Schließt, weicht die Aufteilung in Ladungswechsel- und Hochdruckteil bereits hier von der Definition der äquidistanten Takte ab. Aus dem Vergleich des idealen mit dem realen indizierten Mitteldruck resultieren u.a. die Expansionsverluste.

Die Bilanzierung des indizierten Mitteldrucks erlaubt den Vergleich von Betriebspunkten mit unterschiedlichen Lasten. Besonders für den Vergleich verschiedener Strategien bei gleicher Last ist jedoch die explizite Aufteilung in den Mitteldruck des Ladungswechselteils p_{miLW} sowie den Mitteldruck des Hochdruckteils p_{miHD} erforderlich. Die theoretisch nahe liegende Bilanzierung gemäß der realen Steuerzeiten Auslass Öffnet und Einlass Schließt wird bei hoher Variabilität der Steuerzeiten in der Literatur übereinstimmend als nicht zielführend bewertet [57], [61], [62], [85].

Vielmehr finden sich zwei differierende Ansätze:

- SP-SP Bilanzierung
- UT-UT Bilanzierung

Die Benennung leitet sich aus den jeweiligen Bilanzierungsgrenzen ab. Die auch als Schnittpunkt-, Schleifen- oder SAK- bezeichnete SP-SP Bilanzierung beginnt und endet im veränderlichen Schnittpunkt der Ausschiebelinie mit der Kompressionslinie; entsprechend beschreibt der Untere Totpunkt die Grenzen der UT-UT Bilanzierung.

Wie Abbildung 5.2 für einen Teillastpunkt eines gedrosselten Saugmotors zeigt, wird die mit III bezeichnete Fläche bei der SP-SP Bilanzierung nicht berücksichtigt. Als Folge ergeben sich geringere Mitteldrücke sowohl für den Ladungswechselteil p_{miLW} wie auch den Hochdruckteil p_{miHD} im Vergleich zur UT-UT Bilanzierung.

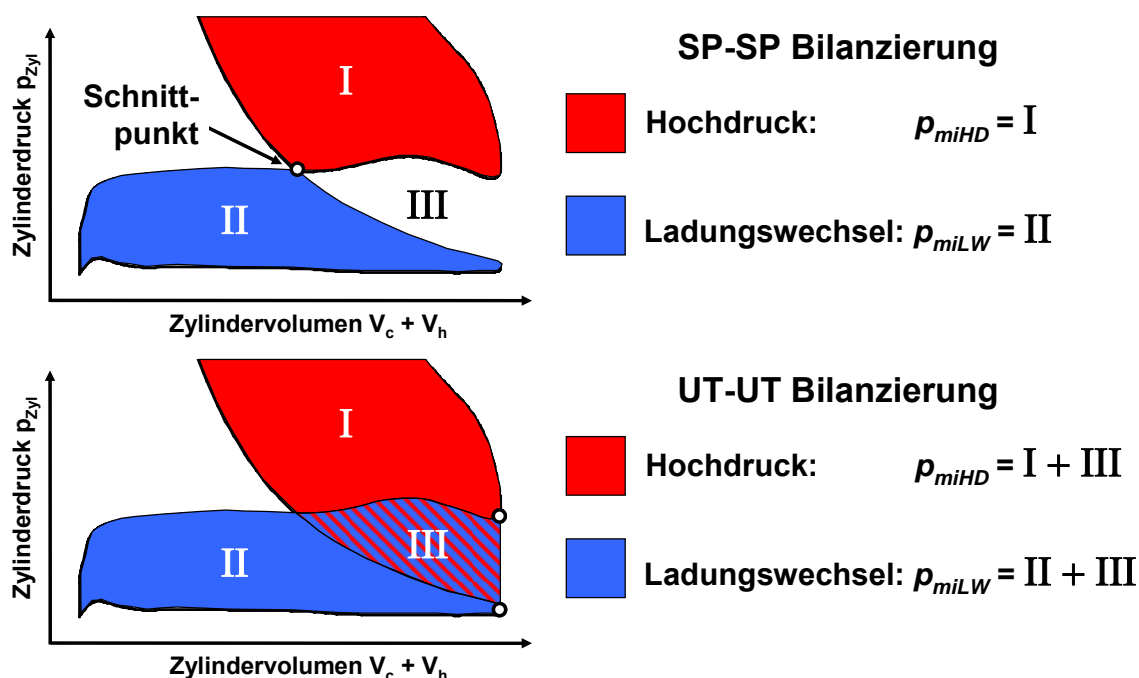


Abbildung 5.2: Mitteldruck-Bilanzierung von Hochdruck & Ladungswechsel nach SP-SP bzw. UT-UT

In den genannten Veröffentlichungen im Zusammenhang mit der drosselfreien Laststeuerung variabler Ventiltriebe zeigt sich eine wenig nachvollziehbare Anwendung der verschiedenen Bilanzierungen (Kapitel 2.2). Dies erscheint umso verwunderlicher, da zum Teil gleiche Autoren wie bspw. Tuttle in aufeinander folgenden Veröffentlichungen verschiedene Bilanzierungsarten verwenden [51], [52]. Gleiches gilt für die Dokumentationen identischer Forschungseinrichtungen im Laufe der Zeit [61], [66], [67]. Witt [85] hat auf die kritisch zu bewertende, parallele Verwendung nach SP-SP bzw. UT-UT hingewiesen und im Weiteren die UT-UT Bilanzierung, ergänzt um die theoretische Berücksichtigung der Expansionsverluste, angewandt.

Somit erklärt sich, warum eine Übertragbarkeit von Erkenntnissen über verschiedene Arbeiten bisher nur eingeschränkt möglich ist. Einschlägige Lehrbücher beantworten die Frage nach einer ausschließlichen Vorgehensweise ebenso nicht eindeutig bis auf Heywood [78], der sich auf die Bilanzierung nach UT-UT festlegt.

Soll anhand der Mitteldrücke die Güte von Ladungswechsel- und Hochdruckteil ableitbar sein, so ist eine durchgängige und in sich schlüssige Bilanzierung eine Grundvoraussetzung. In Kapitel 4.2 wurde gezeigt, dass eine Optimierung des indizierten Wirkungsgrads η_i bei konstantem p_{mi} lediglich auf Veränderungen von p_{miLW} und η_{iHD} zurückzuführen sind (Gleichung (4.6)). Die Wichtigkeit einer eindeutigen Festlegung zur Analyse der weiteren Ergebnisse wird demnach umso deutlicher unterstrichen, da beide Größen direkt durch die Art der Bilanzierung beeinflusst sind. Darüber hinaus ist eine grundlegende Klärung der Gültigkeit der häufig parallel verwendeten Bilanzierungsarten notwendig.

5.1 Zuordnung der Ausschiebearbeit in Abhängigkeit der Bilanzierung

Der Schnittpunkt der Kompressionslinie mit der Ausschiebelinie wird in der Teillast durch den Zylinderdruck im Unteren Totpunkt des Ladungswechselteils (LW-UT) und somit über die Steuerzeit Einlass Schließt von der Zylinderfüllung bestimmt. Der Ladungswechsel beginnt somit variabel zwischen Unterem Totpunkt des Hochdruckteils (HD-UT) und Oberem Totpunkt des Ladungswechselteils (LW-OT). Diese Festlegung erscheint ungewöhnlich, da weder Anfang noch Ende einen Bezug zu den realen Steuerzeiten aufweisen.

Im Gegensatz dazu liegen die Bilanzierungsgrenzen der UT-UT Bilanzierung in den Unteren Totpunkten fest. Ein unmittelbarer Bezug zu den realen Steuerzeiten ist jedoch ebenso nicht gegeben. Unabhängig von der Bilanzierung umfasst die Dauer von Ladungswechsel- und Hochdruckteil jeweils eine volle Umdrehung der Kurbelwelle.

Aus der Praxis ist der Einfluss der Steuerzeit Auslass Öffnet auf den erzielten indizierten Mitteldruck p_{mi} bekannt. Die Expansionsarbeit durch den Überdruck im Brennraum gegenüber der Umgebung ist durch die geometrische Begrenzung der Volumenänderung im Unteren Totpunkt limitiert. Die einseitige Maximierung der Expansionsarbeit führt zur Forderung nach einem Öffnen der Auslassventile nach dem HD-UT. Das anschließende Ausschieben des Abgases durch den Kolben benötigt jedoch umso mehr Arbeit, je größer der Differenzdruck zwischen Zylinder und Krümmer ist. Die einseitige Minimierung der Ausschiebearbeit führt daher zur gegenläufigen Forderung nach Druckausgleich vor dem HD-UT und somit zu einem Öffnen der Auslassventile vor dem Unteren Totpunkt. Der indizierte Mitteldruck p_{mi} aus Addition der Mitteldrücke von Ladungswechsel p_{miLW} und Hochdruckteil p_{miHD} resultiert aus einem Kompromiss hinsichtlich der Steuerzeit Auslass Öffnet [70], [84].

Zur Analyse und Bewertung grundsätzlicher Zusammenhänge wird im Weiteren der theoretische Ansatz der Vorausberechnung verfolgt. Die verwendete 0-dimensionale Simulation (Anhang 10.5) erlaubt bei Vorgabe vereinfachter, trapezförmiger Hubkurven die Konzentration auf den reinen Einfluss der Steuerzeit auf die Mitteldrücke bei konstanten Niederdrücken auf Saug- und Abgasseite.

Die Grundlage bildet die Nachbildung der Brennfunktion und des Wärmeübergangsverlusts eines gemessenen Lastpunkts. Die Brennfunktion wird im Weiteren als konstant beibehalten, um den Einfluss einer real veränderten Energieumsetzung als Beispiel weiterer, im realen Motorbetrieb zwangsläufig überlagerter Einflussgrößen bewusst auszuschließen.

Abbildung 5.3 zeigt die Ergebnisse einer Variation der Steuerzeit Auslass Öffnet bei ansonsten konstanten Randbedingungen inkl. der füllungsrelevanten Einlasshubkontur. Neben der Lage des Vorauslassstoßes als Folge des unmittelbaren Druckausgleichs beim Öffnen der Auslassventile beschränken sich die Unterschiede auf das Verhalten des Zylinderdrucks im Unteren Totpunkt des Hochdruckteils. Während ein sehr frühes Öffnen der Auslassventile bereits zu einem Zylinderdruck im HD-UT auf Umgebungsniveau führt, wird der Druckabbau mit späterem Öffnen in den Ausschiebetakt verschoben.

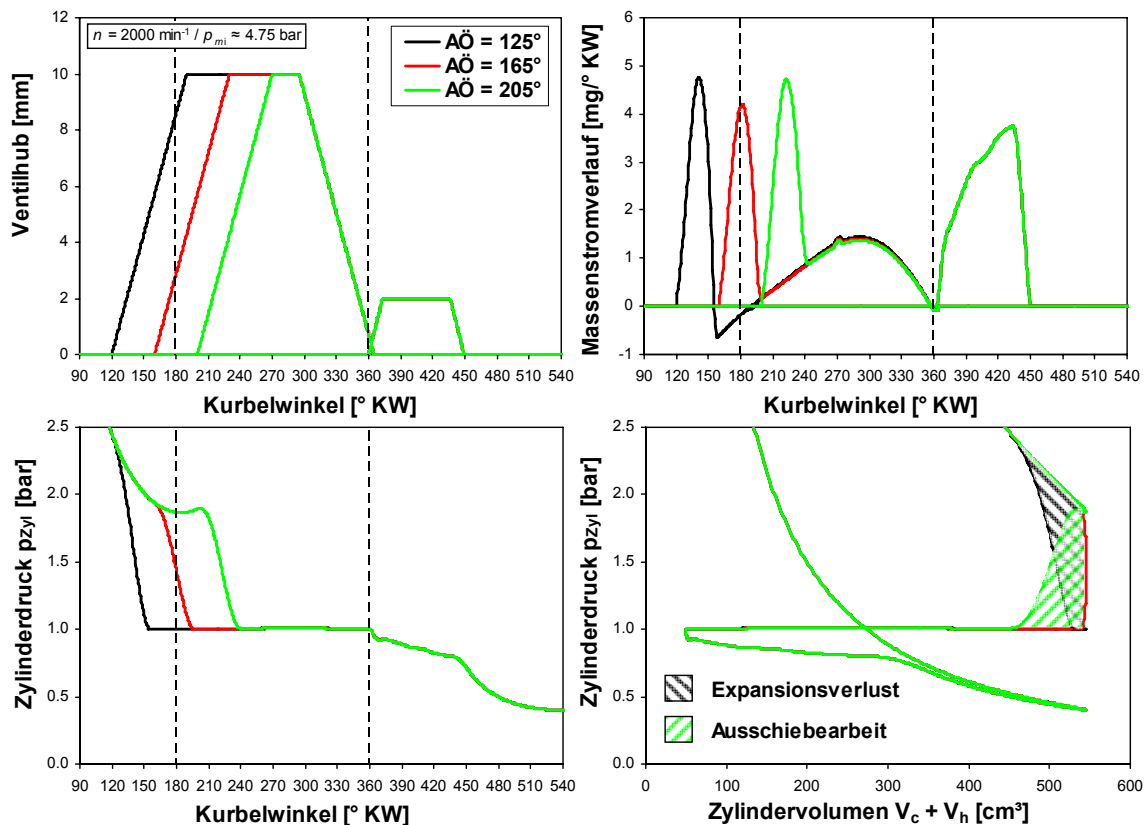


Abbildung 5.3: Vergleich Auslass Öffnet Variation (Simulation)

Die Abhängigkeit des indizierten Mitteldrucks p_{mi} sowie der Mitteldrücke von Ladungswechsel und Hochdruck vom Auslass Öffnet zeigt Abbildung 5.4. Das reale Verhalten eines maximalen indizierten Mitteldrucks als Kompromiss aus Expansionsverlust und Ausschiebearbeit mit Steuerzeit Auslass Öffnet kurz vor HD-UT wird durch die Simulation richtig abgebildet. Unabhängig von der Bilanzierung folgt die gleiche innere Last p_{mi} .

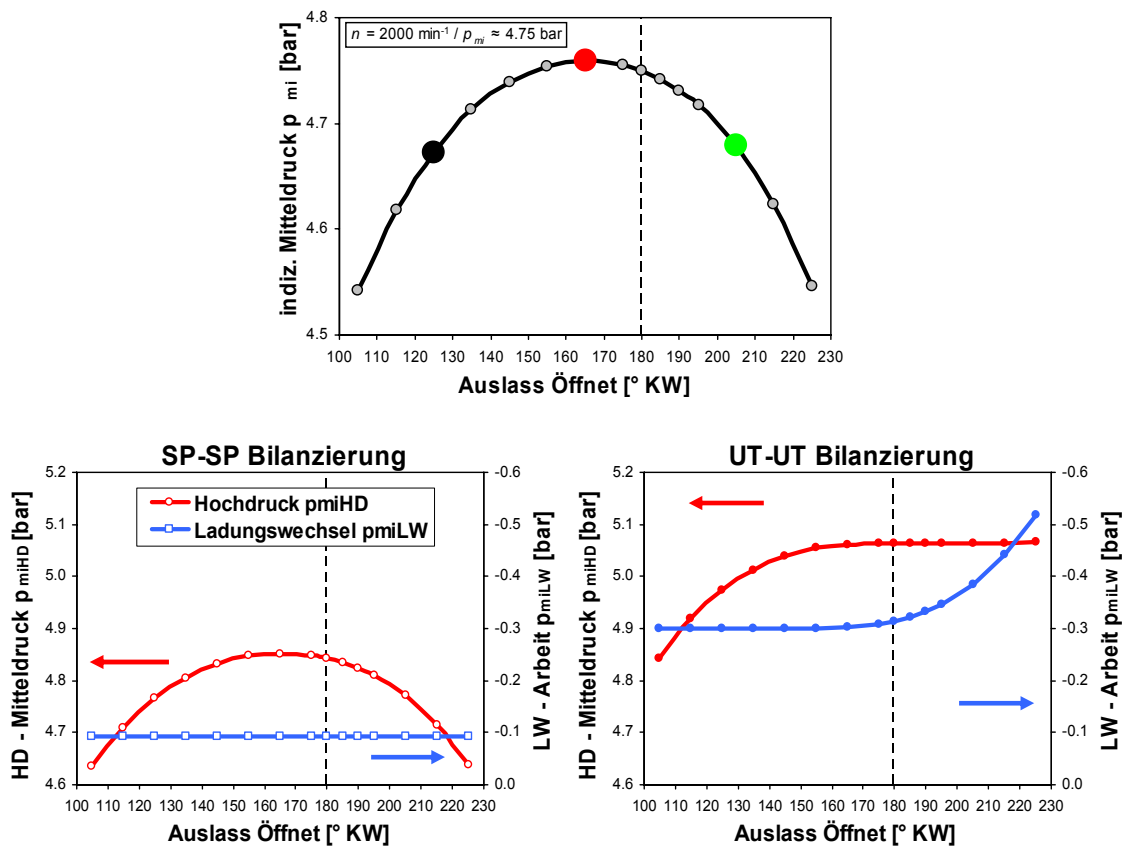


Abbildung 5.4: Mitteldrücke bei Auslass Öffnet Variation abhängig von der Bilanzierung (Simulation)

Die Unterschiede der Bilanzierungen zeigen sich bei Betrachtung der auf Ladungswechsel und Hochdruck bezogenen Mitteldrücke. Aufgrund der Berücksichtigung der Fläche III (Abbildung 5.2) bei UT-UT Bilanzierung ergibt sich in der Teillast durchgängig ein höherer Mitteldruck sowohl im Ladungswechselteil p_{miLW} als auch im Hochdruckteil p_{miHD} . Der aus dem experimentellen Betrieb bekannte Abfall des Hochdruck-Mitteldrucks infolge höherer Expansionsverluste bei Auslass Öffnet deutlich vor HD-UT wird durch die UT-UT Bilanzierung genauso abgebildet, wie der absolute Anstieg des Ladungswechsel-Mitteldrucks als Folge der erhöhten Ausschiebearbeit bei Auslass Öffnet deutlich nach dem Unteren Totpunkt.

Ein grundsätzlich anderes Verhalten zeigt die SP-SP Bilanzierung, die unabhängig vom Auslass Öffnet einen konstanten Mitteldruck des Ladungswechsels ausweist. Der wannenförmige Verlauf des indizierten Mitteldrucks p_{mi} folgt lediglich aus der Veränderung des Hochdruck-Mitteldrucks. Der augenscheinliche Verlust durch erhöhte Ausschiebearbeit bei Auslass Öffnet nach HD-UT wird aufgrund der Bilanzierungsgrenze im Schnittpunkt des Ausschiebetakts als Verlust dem Hochdruck zugeordnet.

Der Anteil der Ausschiebearbeit ist relativ zum gesamten Ladungswechsel-Mitteldruck gering; dennoch stellt die grundsätzliche Zuordnung der Ausschiebearbeit als Verlust des Hochdruckteils bei der SP-SP Bilanzierung einen Widerspruch dar.

5.2 Abhängigkeit des Verbrennungswirkungsgrads

Beim Übergang von gedrosselter auf entdrosselte Laststeuerung ergeben sich hingegen sehr deutliche Unterschiede in den Ladungswechselverlusten, die sich zudem bei unterschiedlichen Lasten stark ändern. Aus experimentellen Untersuchungen ist mit Abnahme der inneren Last ebenso eine Abnahme des Verbrennungswirkungsgrads bekannt (Abbildung 6.1, Kapitel 7.6). Neben dem Verbrennungs- oder auch Hochdruckwirkungsgrad η_{iHD} wird die Güte der Energieumwandlung durch die Brennfunktion beschrieben.

$$\frac{dQ_B}{d\phi} = \frac{dQ_H}{d\phi} + \frac{dQ_W}{d\phi} \quad (5.1)$$

mit	$\frac{dQ_B}{d\phi}$	-	Brennfunktion [J/° KW]
	$\frac{dQ_H}{d\phi}$	-	Heizverlauf [J/° KW]
	$\frac{dQ_W}{d\phi}$	-	Wandwärmeverlauf [J/° KW]

Eliminiert man in der Simulation sämtliche parasitären Wärmeverluste an die Umgebung, so entspricht die Brennfunktion (5.1) dem Heizverlauf, der die zeitliche Umsetzung der Brennstoffenergie in Druckerhöhung ans Arbeitsmedium beschreibt [86]. Die Simulation erlaubt in erneut betont deutlicher Abkehr von dem realen Verhalten das Ausklammern des Lasteinflusses auf die Verbrennungsgüte durch bewusste Vorgabe einer realitätsfernen, konstanten Brennfunktion.

Im Folgenden wird eine Variation der Last bei gleicher Drehzahl und Brennfunktion betrachtet. Es werden jeweils die Regelung über die Drosselklappe (DK) sowie die entdrosselten Laststeuerungen über Frühen Einlass Schluss (FES) sowie Späten Einlass Schluss (SES) simuliert und mit den konkurrierenden Bilanzierungsarten SP-SP bzw. UT-UT ausgewertet. Bei minimaler Ventilüberschneidung und somit näherungsweise konstanter Restgasmasse wird die für die jeweiligen Lasten notwendige Energiemenge anhand der Zylinderfüllung bei DK über den Saugrohrdruck bzw. bei FES und SES über die Steuerzeit Einlass Schließt eingestellt. Die sich aus der irrationalen Annahme des lastunabhängigen, konstanten Brennverhaltens unter Vernachlässigung der Wärmeverluste ergebenden Wirkungsgrade sind deutlich zu gut, so dass lediglich die Verläufe über der Last bewertet werden sollen.

Aus Abbildung 5.5 ist ersichtlich, dass nur die UT-UT Bilanzierung die Güte der Verbrennung anhand des Hochdruckwirkungsgrads für die Drosselregelung sowie die entdrosselte Laststeuerung über FES richtig wiedergibt. Hier bestätigt sich unabhängig von der simulierten Last ein konstanter Wirkungsgrad entsprechend der theoretisch vorgegebenen, irrational lastunabhängigen Brennfunktion.

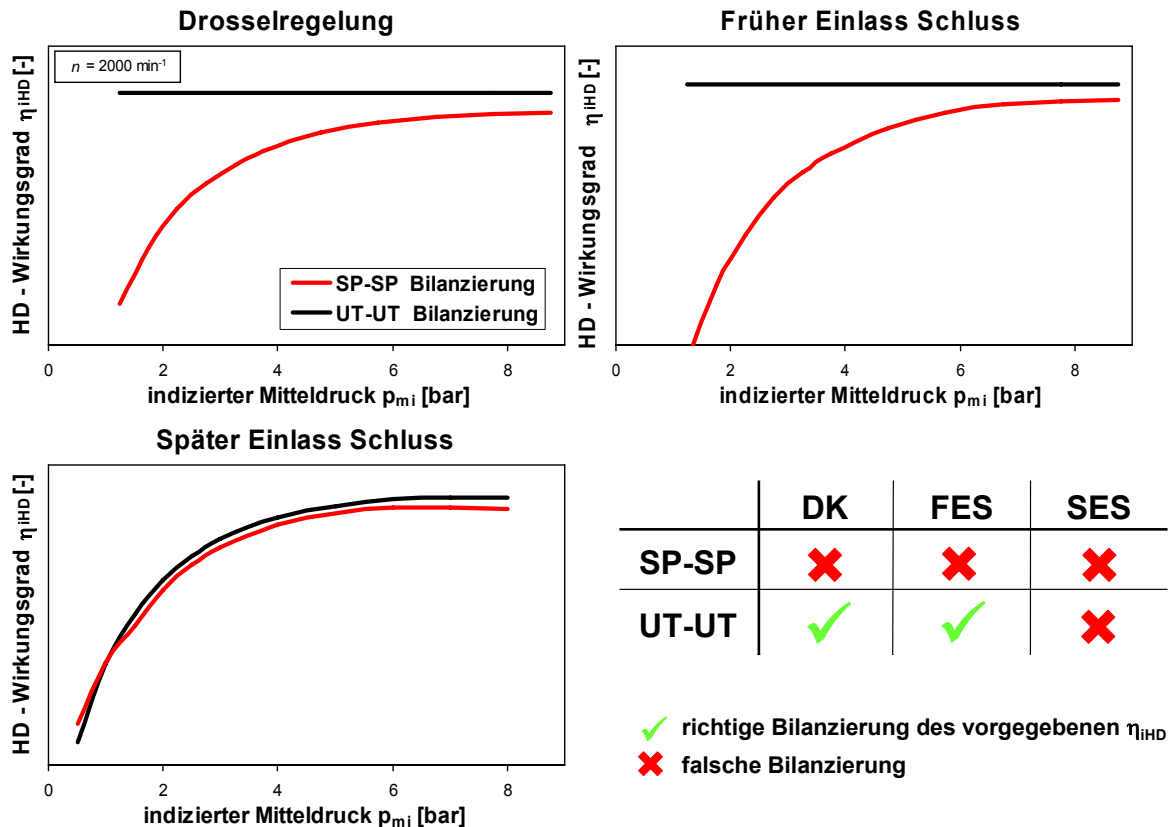


Abbildung 5.5: Hochdruckwirkungsgrad im Lastschnitt (Simulation)

Im Gegensatz dazu zeigt die SP-SP Bilanzierung einen veränderlichen, lastabhängigen Wirkungsgrad auf durchweg geringerem Niveau. Während die Differenz zur UT-UT Bilanzierung bei hohem induziertem Mitteldruck p_{mi} gering ausfällt, nimmt sie mit Abnahme der Last anhand des stark degressiven Verlaufs des Wirkungsgrads nach SP-SP Bilanzierung deutlich zu. Im direkten Vergleich der Laststeuerverfahren DK und FES ist die Differenz und somit der Nachteil aufgrund der Bilanzierung bei der entdrosselten Laststeuerung nochmals ausgeprägter.

Eine anschauliche Darstellung des Wirkungsgradunterschieds bietet der Übertrag des Verbrennungsprozesses in das Temperatur-Entropie-Diagramm (TS), da sich hierin die Wärmemengen als Flächen wieder finden. Hierzu ist eine weitere Abstraktion des realen, offenen Prozesses in einen vereinfachten, reversiblen Kreisprozess notwendig. Die Energieumsetzung wird entsprechend der Gleichraumverbrennung als isochore Wärmezufuhr im oberen Totpunkt angenommen, während der Ladungswechsel verlustfrei durch eine Wärmeabfuhr abgebildet wird. Abbildung 5.6 zeigt einen gedrosselten Teillastpunkt im Druck-Volumen- bzw. Temperatur-Entropie-Diagramm.

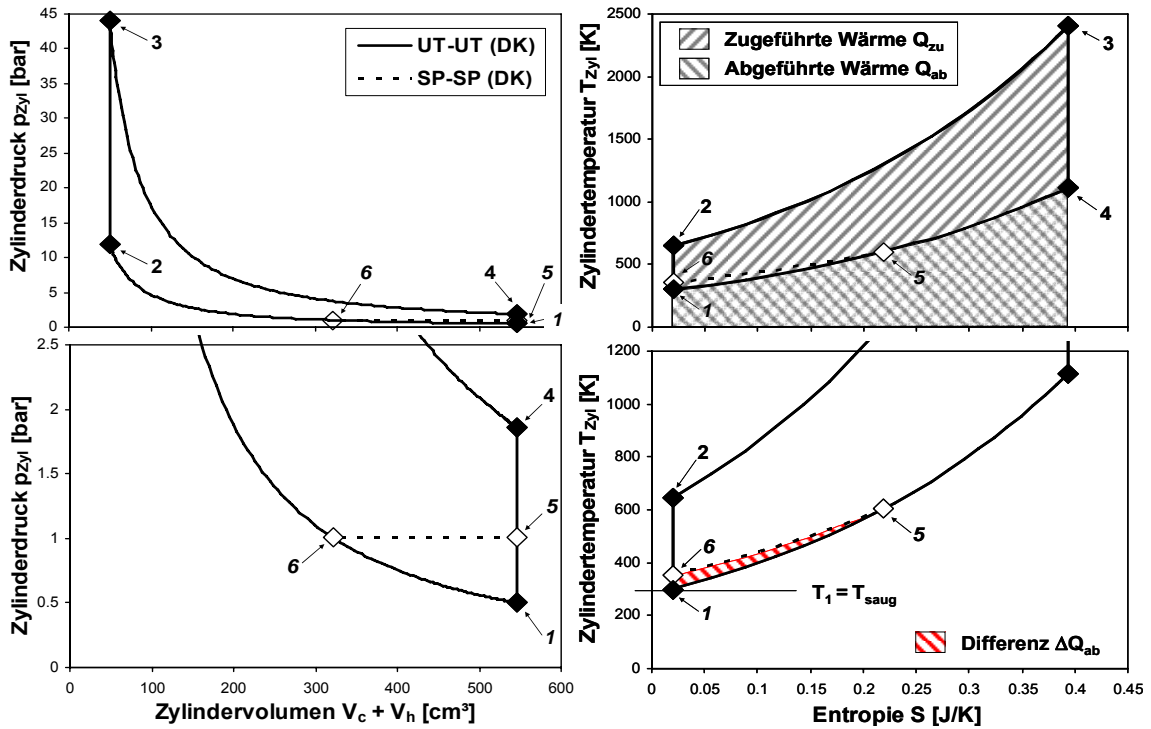


Abbildung 5.6: pV & TS Diagramm bei gedrosselter Teillast im Vergleich UT-UT vs. SP-SP

Die Prozessführung nach UT-UT entspricht dem klassischen Gleichraumprozess bestehend aus den beiden Isentropen ($1 > 2$ und $3 > 4$) sowie der jeweils isochoren Wärmezufuhr ($2 > 3$) bzw. Wärmeabfuhr ($4 > 1$). Die Abbildung des Prozesses nach SP-SP erfordert eine abgewandelte Abbildung der Wärmeabfuhr, die sich in eine reduzierte isentrope ($4 > 5$) sowie eine isobare Wärmeabfuhr ($5 > 6$) zum Schnittpunkt 6 aufteilt. Der Prozesswirkungsgrad η_{th} folgt aus dem Verhältnis der Wärmen gemäß:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}} \quad (5.2)$$

mit η_{th} - thermischer Wirkungsgrad [-]

Bei identischer zugeführter Wärmemenge Q_{zu} , im TS -Diagramm als Fläche unterhalb der isochorer Zufuhr ($2 > 3$), unterscheiden sich die abgeführten Wärmemengen Q_{ab} nach UT-UT (Fläche unterhalb $4 > 1$) bzw. SP-SP (Fläche $4 > 5 > 6$). Die größere, als Verlust zu wertende Wärmeabfuhr der Prozessführung nach SP-SP ist die Folge des geringeren Temperaturgradienten der Isobaren über der Entropie im Vergleich zur Isentropen. Anschaulich wie rechnerisch erklärt die Differenz ΔQ_{ab} den Wirkungsgradunterschied der Bilanzierungsarten sowie den zunehmenden Nachteil nach SP-SP Bilanzierung bei steigender isobarer Wärmeabfuhr mit abnehmender Last.

Somit verbleibt zur Interpretation noch das Wirkungsgradverhalten im Lastschnitt bei Laststeuerung über Späten Einlass Schluss (Abbildung 5.5). Es ergeben sich bis auf die diskutierten Unterschiede in der Ausschleubarbeit gleiche Mitteldrücke für UT-UT wie SP-SP; lediglich Beginn und Ende der Bilanzierung unterscheiden sich definitionsgemäß. Somit führt keine der betrachteten Bilanzierungsarten zum erwarteten, konstanten Wirkungsgradverlauf. Witt [85] hat hierzu eine theoretische Polytrope eingeführt, über die, ausgehend von den thermodynamischen Bedingungen bei Einlass Schließt, rückwirkend der Druck im Unteren Totpunkt bestimmt wird (Abbildung 5.7).

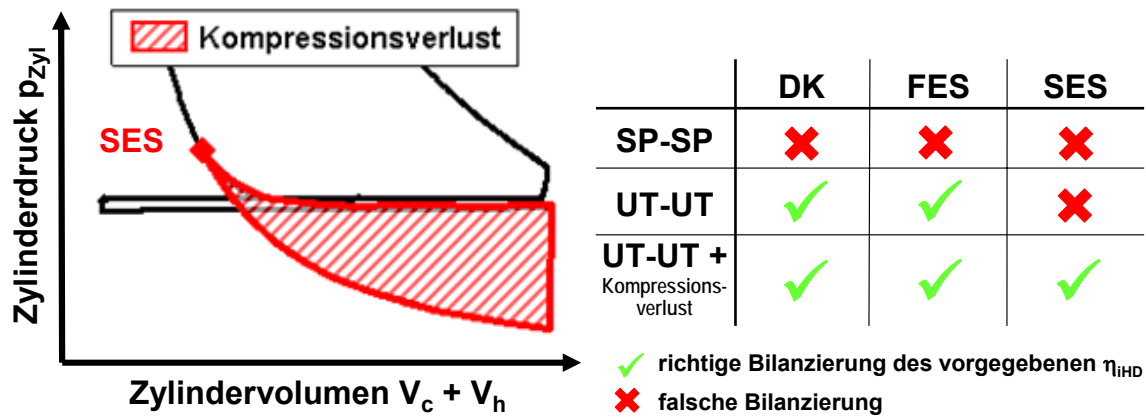


Abbildung 5.7: Bilanzierung bei SES mittels Kompressionsverlust (Simulation)

Die Fläche zwischen Polytrope, realer Kompressionslinie und Isochorer im Unteren Totpunkt wird vom Autor als Kompressionsverlust definiert. Sie beschreibt die erhöhte Kompressionsarbeit des Kolbens aufgrund der Verdichtung der Zylinderfüllung auf höherem Druckniveau. Bei Berücksichtigung dieser Fläche als Verlust des Hochdruckteils ergibt sich nach UT-UT auch bei Lastregelung über Späten Einlass Schluss der vorgegebene, konstante Wirkungsgrad der Verbrennung. In der Konsequenz ist der reale Wirkungsgradnachteil der Laststeuerung über Späten Einlass Schluss nicht wie häufig beschrieben in einer schlechteren Verbrennung begründet, sondern beruht auf der Prozessführung, die den beschriebenen Verlust an Hochdruckarbeit impliziert.

Witt [85] beschränkt den Kompressionsverlust rein auf den Späten Einlass Schluss, wobei im weiteren Verlauf der Veröffentlichungen der Begriff allgemein bei allen Laststeuerverfahren Anwendung findet [67], [68], [75]. Während sich die Bezeichnung jedoch ursprünglich rein aus dem Hochdruckteil ableitet, wird mit Kompressionsverlust mittlerweile vor allem der Unterschied in der Ladungswechselarbeit zwischen UT-UT und SP-SP (Fläche III, Abbildung 5.2) bezeichnet.

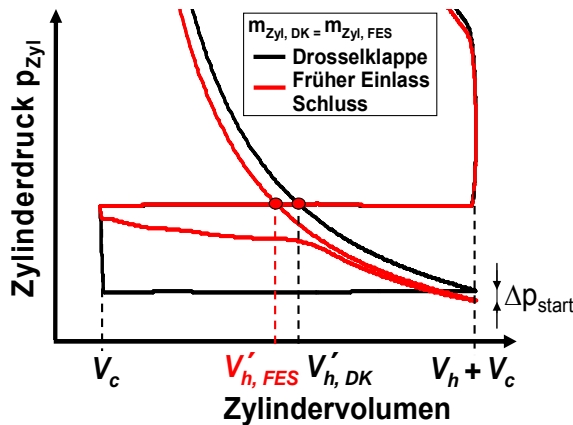
Wenn auch die Namensgebung anhand eines Hochdruckarbeitstakts in Verbindung mit dem Ladungswechsel im Grunde widersprüchlich und nur über die Entstehung zu deuten ist, wird die Bezeichnung im weiteren Verlauf der Arbeit entsprechend der bisherigen Fläche III übernommen.

Schlussfolgerung

Die Simulationen sowie die Diskussion des reversiblen Kreisprozesses zeigen die Unterschiede der in der Literatur parallel verwendeten Bilanzierungsarten nach UT-UT bzw. SP-SP auf. Zur Bewertung der Güte von Hochdruck und Ladungswechsel ist einzig die UT-UT Bilanzierung geeignet. Sie berücksichtigt den Kompressionsverlust im Ladungswechsel- wie auch im Hochdruckteil bei Drosselregelung und bei entdrosselter Laststeuerung mit Frühem Einlass Schluss. Bei Laststeuerung über Späten Einlass Schluss ist zusätzlich unbedingt die Einführung einer theoretischen Polytropen zur Berücksichtigung des Kompressionsverlusts im Hochdruckteil erforderlich. Die Ausschiebearbeit ist in vollem Umfang dem Ladungswechsel zu zuordnen. Diese Bilanzierungsmethode wird im Nachfolgenden ausschließlich angewandt und durchgängig als UT-UT Bilanzierung bezeichnet.

5.3 Wirkungsgradrelevantes Verdichtungsverhältnis bei entdrosselter Laststeuerung

Nachdem die bisherige Betrachtung die ausschließliche Gültigkeit der UT-UT Bilanzierung beweist, verbleiben widersprüchliche Aussagen hinsichtlich des wirkungsgradrelevanten Verdichtungsverhältnisses beim Übergang auf eine entdrosselte Laststeuerung. Abbildung 5.8 zeigt die idealisierten Ladungswechselschleifen im Vergleich der Lastregelung über die Drosselklappe sowie über Frühen Einlass Schluss bei identischer Zylinderfüllung. Neben dem geometrischen Verdichtungsverhältnis wird zudem ein so genanntes effektives Verdichtungsverhältnis eingeführt.



Verdichtungsverhältnis:

- geometrisch:

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c}$$

- effektiv:

$$\varepsilon' = \frac{V_c + V_h'}{V_c}$$

Abbildung 5.8: Vergleich der Laststeuerverfahren & Definition der Verdichtungsverhältnisse

Die geänderte Prozessführung bewirkt einen reduzierten Zylinderdruck p_{start} zum Start der Kompression. In der Folge läuft der Hochdruckprozess bei Lastregelung über Frühen Einlass Schluss bei identischem Mitteldruck p_{miHD} durchgängig auf einem abgesenkten Druckniveau.

Abbildung 5.9 zeigt den Übertrag in das TS-Diagramm unter Beibehaltung des Gleichraumprozesses; zudem sind die berechneten thermodynamischen Größen aufgeführt. Die Absenkung des Druck- und gleichbedeutend Temperaturniveaus führt bei entdrosselter Laststeuerung über FES zu einer Erhöhung der Entropie der Zustände 3 und 4. Die zugeführten Wärmemengen $Q_{zu, DK}$ und $Q_{zu, FES}$ sind identisch, genauso wie die abgeführten Wärmemengen $Q_{ab, DK}$ und $Q_{ab, FES}$. Folglich ergibt sich unabhängig von der Laststeuerung der gleiche Wirkungsgrad.

Auffallend ist die Temperaturdifferenz ΔT_2 zum Ende der Kompression; die isotherme Drosselung im Saugrohr führt zu einer Starttemperatur $T_{l, DK}$ auf Umgebungsniveau. Im Gegensatz dazu startet der entdrosselte Prozess infolge der Expansion nach Einlass Schluss auf einem geringeren Temperaturniveau $T_{l, FES}$. Die Temperaturerhöhung der Kompression folgt jeweils über das geometrische Verdichtungsverhältnis ε und führt bei FES zu einer um $\Delta T_{2, Laststeuerung} > 100 \text{ K}$ geringeren Temperatur zum Ende der Verdichtung. Bezieht man die Temperatur $T_{2, FES}$ auf die Umgebungstemperatur T_{Umg} , so erscheint das geringere, effektive Verdichtungsverhältnis ε' bei FES.

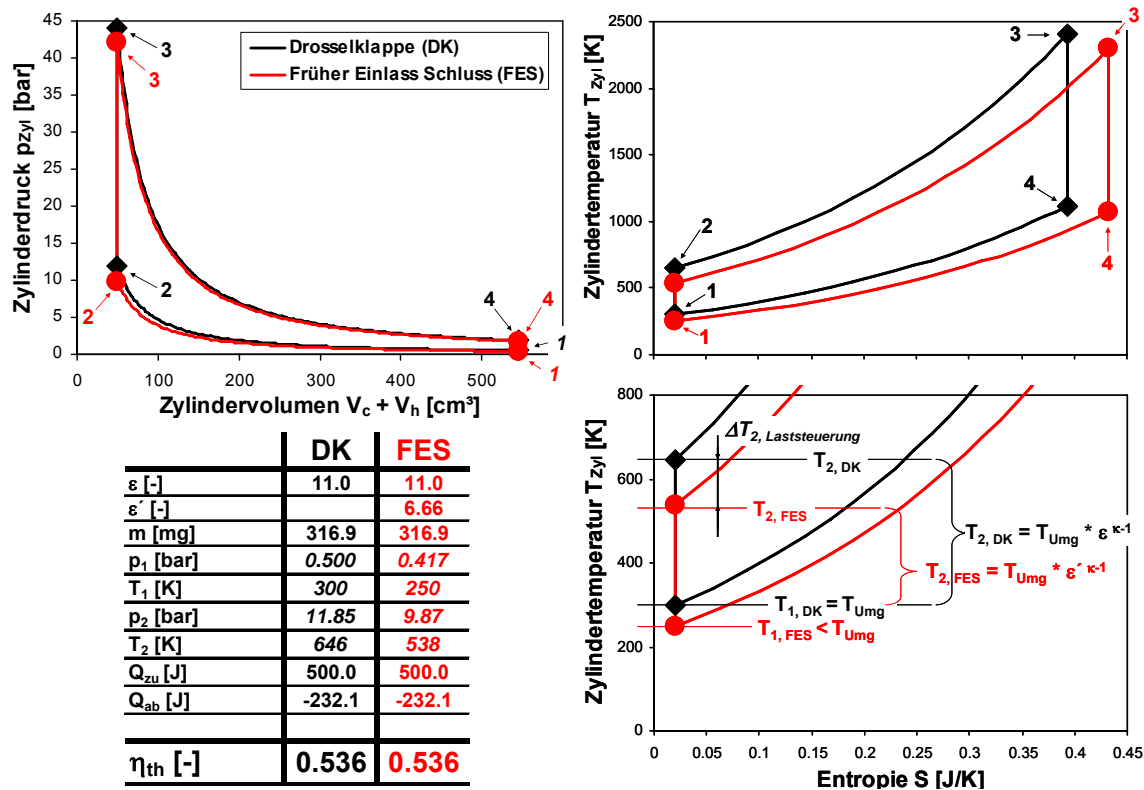


Abbildung 5.9: pV & TS Diagramm im Vergleich gedrosselter vs. entdrosselter Laststeuerung

Zu beachten ist zudem, dass bei konstantem Hochdruckmitteldruck p_{miHD} infolge der geringeren Ladungswechselarbeit p_{miLW} bei FES ein höherer indizierter Mitteldruck p_{mi} folgt. Ein Vergleich bei identischer Last führt über einen nochmals früheren Einlass Schluss zu einer weiteren Erhöhung der Temperaturdifferenz zu Beginn der Energieumsetzung.

Zusammengefasst zeigt der Wirkungsgrad bei der theoretischen Betrachtung mit konstanter Gleichraum-Prozessführung keine Abhängigkeit vom Einlass Schluss und damit vom effektiven Verdichtungsverhältnis ε' . Er wird gemäß (4.7) einzig durch das geometrische Verdichtungsverhältnis ε sowie den Isentropenexponent κ definiert. Im motorischen Betrieb ist jedoch eine adiabate Gleichraumverbrennung nicht darstellbar; vielmehr zeigt die Verbrennung eine ausgeprägte Abhängigkeit von den realen, thermodynamischen Bedingungen. Die aufgezeigte Temperaturdifferenz Δp_{start} zum Start der Energieumsetzung lässt eine starke Rückwirkung auf die Entflammung, die Energieumsetzung und die Wandwärmeverluste erwarten. Inwiefern sich die überlagerten Effekte auf den realen Wirkungsgrad auswirken, kann nur eine detaillierte Analyse der experimentellen Untersuchungen beantworten. Der Einfluss der Prozesstemperatur stellt daher einen Schwerpunkt der folgenden Untersuchungen dar (Kapitel 7, 8).

6 Untersuchung mit mechanisch variablen Systemen

Das Potenzial der entdrosselten Laststeuerung wird im weiteren Verlauf anhand experimenteller Untersuchungen gegenüber einem Motor mit Drosselregelung entwickelt. Hierbei ist der Bezug auf eine dem Stand der Technik entsprechende Basis im Gegensatz zu einigen Veröffentlichungen entscheidend. Die ständige Weiterentwicklung hat auch bei konventionell gedrosselten Motoren eine spürbare Verbesserung des Gesamtwirkungsgrads ermöglicht. Da auch zukünftig von evolutionären Verbesserungen auszugehen ist bzw. alternative Ansätze, wie bspw. das Downsizing in Kombination mit Aufladung, deutliche Verbrauchseinsparungen bereits nachgewiesen haben, wird bewusst Wert auf einen optimierten Referenzmotor gelegt. Nur ein Vergleich mit dem aktuellsten Stand der gedrosselten Laststeuerung erlaubt eine belastbare Potenzialaussage der Entdrosselung über variable Ventilsteuerungen.

6.1 Konventioneller gedrosselter Referenzmotor

Die Basisvermessung wurde auf einem *Audi EA113* 2.0l 4-Zylinder-Vollmotor mit serienmäßiger Peripherie auf Saug- und Abgasseite durchgeführt. Das Brennverfahren ist ausschließlich auf homogenen Betrieb mit stöchiometrischem Kraftstoff-Luft-Gemisch ausgelegt. Der verwendete 4-Ventil-Zylinderkopf wird von der Kurbelwelle über einen Zahnriemen angetrieben und ist auf Einlass- und Auslassseite mit einem Phasensteller ausgestattet. Tabelle 6.1 fasst die wesentlichen Motordaten zusammen:

Tabelle 6.1: Übersicht gedrosselter Referenzmotor

Bauart	4 Zylinder, Reihe
Brennverfahren	Saugmotor gedrosselt, stöchiometrisch homogen, ROZ 95
Bohrung	82.5 mm
Hub	92.8 mm
Hubraum gesamt	1984 cm ³
Kolben	flach, Ventiltaschen
Verdichtungsverhältnis	11.0
Gemischbildung	direkteinspritzend, Mehrlochventil
Zylinderkopf	Dachbrennraum, Rollenschlepphebel
Zündkerze	Luftfunkenkerze mit Hakenelektrode, zentral, brennraummittig
Einlasskanal	siamesisch, Füllung
Ventile pro Zylinder	4 (2 Einlass, 2 Auslass)
Phasensteller	Einlass (60° KW), Auslass (40° KW)
Auslass Schließt	-10 ... 30° KW nach LW-OT (1 mm)
Maximaler Auslasshub	10 mm
Auslass Öffnungsdauer	200° KW
Einlass Öffnet	-25 ... +35° KW nach LW-OT (1 mm)
Maximaler Einlasshub	11 mm
Einlass Öffnungsdauer	200° KW

Die Erzielung eines hohen Teillast-Wirkungsgrads erfordert ein hohes geometrisches Verdichtungsverhältnis (Kapitel 5.3). Um gleichzeitig hohe Drehmomente und Leistungen klopfsicher darstellen zu können, wird der Zylinderinnenkühlungseffekt der direkten Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum genutzt. Das Einspritzventil ist als Mehrlochventil auf die entdrosselte Laststeuerung hin optimiert. Neben dem Entfall des Schaltsaugrohrs und angepassten Einspritzventilen und Kolben unterscheidet den Referenzmotor von einem in Serie produzierten Aggregat nur die erweiterten Phasensteller auf Einlass- und Auslassseite.

Für die gesamten Untersuchungen wird die Laufruhe anhand der Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks p_{mi} bewertet. Ein Überschreiten von $\sigma_{p_{mi}} = 0.15$ bar wird durchgängig als Laufgrenze definiert und stellt demnach ein Abbruchkriterium der verschiedenen Variationen dar. Alle Kurbelwinkelangaben beziehen sich auf den vorangegangenen Oberen Totpunkt der Verbrennung; die einzige Ausnahme stellt der Zündwinkel oder Zündzeitpunkt dar, der historisch bedingt durchgängig in positiven Grad Kurbelwinkel vor Zünd-OT angegeben wird. Der Brennverzug entspricht dem Kurbelwinkelintervall zwischen Zündzeitpunkt und dem Beginn der Verbrennung beschrieben durch den 5 % Umsatzpunkt des Heizverlaufs. Abbildung 6.1 zeigt neben dem Kraftstoffverbrauch des homogenen Referenzmotors im Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ebenso das Entdrosselungspotenzial Δp_{miLW} der Phasensteller durch Vergleich der optimierten Steuerzeiten mit festen Steuerzeiten für Einlass und Auslass.

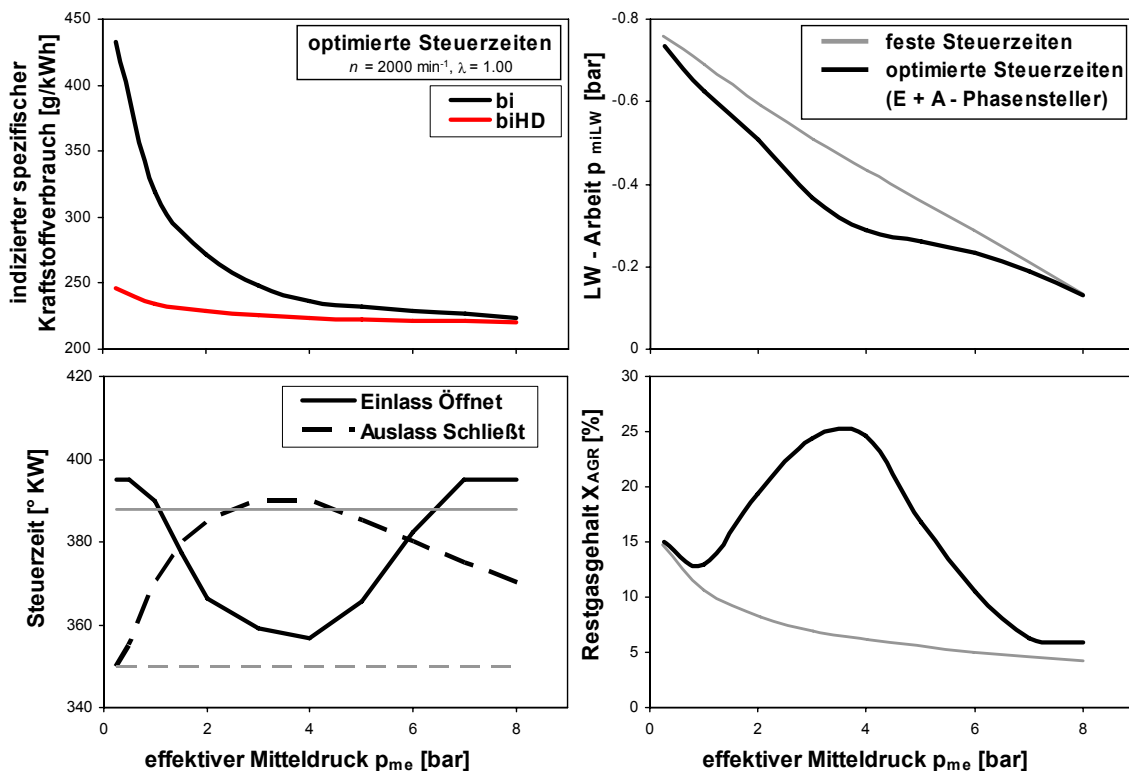


Abbildung 6.1: Gedrosselter Referenzmotor im Lastschnitt

Bei geringsten Lasten nahe der Nulllast resultiert der verhältnismäßig hohe Restgasgehalt aus dem geringen Druck im Saugrohr. Die Einhaltung der geforderten Laufruhe erfordert eine minimale Ventilüberschneidung. Der Vorteil der Phasensteller beschränkt sich auf eine geringe Entdrosselung durch moderat Späten Einlass Schließt.

Bei festen Steuerzeiten fällt der Restgasgehalt X_{AGR} mit Zunahme der Last bei konstanter Überschneidung infolge des sinkenden Differenzdrucks zwischen Saugrohr und Zylinder ab (Kapitel 4.3). Grundsätzlich verbessert sich jedoch die Restgasverträglichkeit mit Zunahme der Füllung. Mit Hilfe der variablen Steuerzeiten der Phasensteller wird dieses Potenzial bei mittleren Lasten durch Ladungsverdünnung zur Entdrosselung genutzt. Die lastpunktabhängige Änderung der Konzentration von Frischgemisch und Restgas im Zylinder zeigt sich im Restgasanteil, der mit der Überschneidung zunimmt. Die Differenz im Restgasanteil zwischen dem Betrieb mit festen Steuerzeiten und der bedarfsgerechten Überschneidung der Phasensteller ist proportional zur Differenz der Ladungswechselarbeit Δp_{miLW} . Bei einem effektiven Mitteldruck von $p_{me} \approx 4$ bar ist der Restgasanteil und das Entdrosselungspotenzial maximal.

Eine weitere Zunahme der Last erfordert ein zunehmend späteres Schließen der Einlassventile. Bei konstanter Öffnungsdauer ist ein ebenso späteres Öffnen der Einlassventile und somit eine Reduzierung der Ventilüberschneidung gekoppelt. Das konstante Hubvolumen bei steigendem Gemischvolumen sowie die Abnahme von Differenzdruck und Überschneidung reduzieren den Restgasgehalt und entsprechend das Entdrosselungspotenzial der Phasensteller. Bei hoher Teillast wird der Restgasgehalt daher nicht mehr durch die Verträglichkeit des Brennverfahrens bestimmt; eine fortgesetzte Zunahme von Last und Restgasgehalt schließt sich aus. Die optimalen Steuerzeiten nähern sich bei einem effektiven Mitteldruck von $p_{me} \approx 8$ bar erneut den festen Steuerzeiten an; das spätere Schließen der Auslassventile wird weniger zur Restgassteuerung als vielmehr zur Minimierung der Expansionsverluste genutzt.

Der Referenzmotor zeigt im Vergleich zu aktuellen Serienmotoren ein sehr gutes Verbrauchsniveau. Der Grund liegt vorrangig in der hohen Restgasverträglichkeit des Brennverfahrens, die eine deutliche Entdrosselung in der Teillast erlaubt. Somit ist die geforderte, optimierte Basis für die kommenden Vergleiche gegeben.

6.2 Effektives Potenzial mechanisch teilvariabler Systeme im Lastschnitt

Im Verlauf der Untersuchungen wurden verschiedene Systeme mit mechanischer Ventilhubverstellung betrachtet. Die Hubvariabilität beschränkt sich bei allen betrachteten Konzepten auf die Einlassseite. Angelehnt an ein von *BMW* unter der Bezeichnung *Valvetronic* bereits in Serie gefertigten Systems (Kapitel 2.1), stellt eine Nachbildung eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs der ersten Generation VVH I den Ausgangspunkt der Untersuchung dar. Anhand ausgewählter Optimierungsschritte wird im Weiteren das Potenzial mechanisch variabler Ventiltriebe zusammengefasst.

Der *Valvetronic* Ventiltrieb ermöglicht gemeinsam mit Phasenstellern auf Einlass- und Auslassseite die reine Laststeuerung über den variablen Einlasshub. Nach Herstellerangabe wird die Drosselklappe lediglich zur Einstellung eines moderaten Unterdrucks für Nebenaggregate sowie mögliche Notlauffunktionen genutzt [13], [16]. Das Brennverfahren beruht auf einer äußeren Gemischbildung bei einem im Verhältnis zum Referenzmotor reduzierten geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 9.9$.

Abbildung 6.2 zeigt den Einlass- und Auslasshubverlauf sowie die Ladungswechselschleife des VVH I gegenüber der gedrosselten Referenz am Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$.

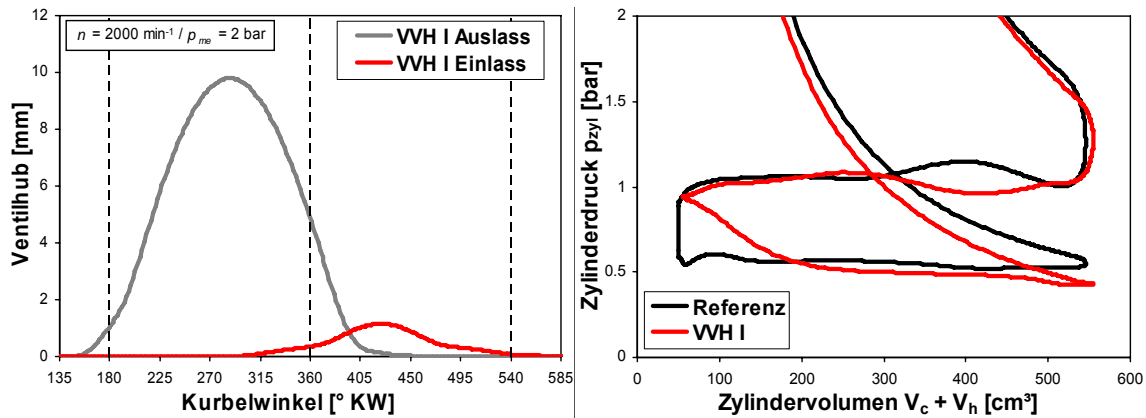


Abbildung 6.2: Vergleich Hub & LW-Schleife VVH I mit gedrosselter Referenz

Wie beim konventionellen Nockenwellen-Ventiltrieb üblich, ist der Ventilhubverlauf benachbarter Ventile identisch; für beide Auslassventile ergibt sich nur ein symmetrischer Verlauf, gleiches gilt für die Einlassventile. Zur Reduzierung der Zylinderfüllung bei einem Saugrohrdruck nahe dem Umgebungsdruck ist eine massive Absenkung des Einlasshubs auf $EH \approx 1.0 \text{ mm}$ notwendig. Betrachtet man die Öffnungsdauer der Einlassventile, so zeigt sich ganz im Gegensatz zur deutlichen Reduzierung der Hubhöhe eine vernachlässigbare Veränderung der Öffnungsdauer gegenüber konventionellen Einlassventilerhebungen. Zur Charakterisierung einer Ventilerhebung wird die Fülligkeit als Verhältnis der integralen Fläche der realen Kontur zur ideal rechteckigen Kontur mit gleicher Öffnungsdauer und Maximalhub verwendet. Als Folge der mechanischen Umsetzung der Hubvariabilität resultiert aus der großen Öffnungsdauer bei geringem Ventilhub eine sehr geringe Fülligkeit der Einlasshubkontur in der Teillast.

Die Wirkung der geringen Fülligkeit ist im Druckverlauf der Ansaugphase abzulesen. Bereits mit Beginn des Ansaugens sinkt der Zylinderdruck und weicht deutlich vom entdrosselten Saugrohrdruck auf Umgebungsniveau ab. Das vom Kolben evakuierte Volumen kann nicht ausreichend schnell durch einströmendes Gemisch befüllt werden, vielmehr findet eine starke Drosselung statt. Grundsätzlich ist die Drosselung vom gesamten, verfügbaren Öffnungsquerschnitt abhängig. Das im Vergleich zum gedrosselten Betrieb späte Schließen der Auslassventile nach LW-OT relativiert die Verringerung des wirksamen Einlassquerschnitts noch zu Beginn der Ansaugphase. Da jedoch infolge der Entdrosselung das treibende Druckgefälle fehlt, korreliert die verhältnismäßig große Überschneidung nicht mit der im Drosselbetrieb gewohnt deutlichen Restgaszunahme (Kapitel 4.3). Die aus dem Krümmer zurückgesaugte Restgasmasse ist im Wesentlichen abhängig vom evakuierten Volumen und damit vom zurückgelegten Kolbenweg. Die über die Kinematik definierte Abhängigkeit des Hubvolumens vom Kurbelwinkel ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Aufgrund der Charakteristik des Kurbeltriebs ist die Volumenänderung in der Nähe der Totpunkte gering und somit neben der fehlenden Druckdifferenz der Grund für den geringen Restgasgehalt bei entdrosselter Laststeuerung trotz ausgeprägter Überschneidung.

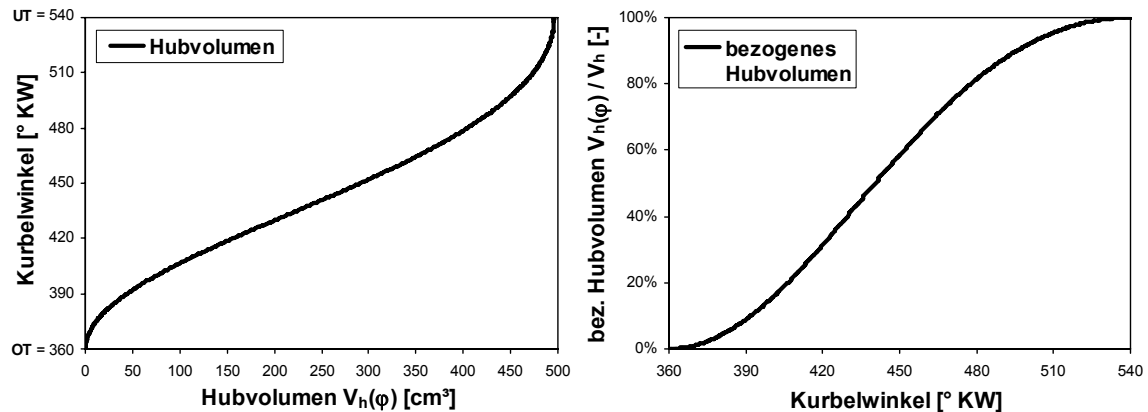


Abbildung 6.3: Hubvolumen in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel

Nach Schließen der Auslassventile beschränkt sich der Öffnungsquerschnitt allein auf die Einlassventile. Die auf den Kurbelwinkel bezogene Volumenänderung nimmt anhand der Gradienten in Abbildung 6.3 in diesem Teil der Ansaugphase deutlich zu. Eine ausreichend schnelle Befüllung des Brennraums mit Frischgemisch ist aufgrund der starken Drosselung am Ventilsplatt infolge des geringen Einlasshubs nicht möglich. Der Zylinderdruck weicht stark vom Druck in der Ausschleppphase ab, womit die Strömungsverluste als Teil der Ladungswechselverluste ansteigen. Auch bei Erreichen des maximalen Einlasshubs sowie im weiteren Verlauf bis zum Schließen der Einlassventile nimmt die Druckdifferenz zwischen Umgebungsdruck und Zylinderdruck weiter zu. Der gesamte Ansaugvorgang erfolgt demnach weiterhin gedrosselt.

Der prinzipielle Ansatz der FES Laststeuerung beruht auf dem Schließen der Einlassventile bei Erreichen der für die gewünschte Last erforderlichen Füllung (Kapitel 4.1). Im Gegensatz dazu resultiert hier aus der großen Öffnungsdauer ein nahezu konventioneller Einlass Schluss nahe dem unteren Totpunkt. Die charakteristische Expansion nach Abschluss des Ladungswechsels ist hier kaum gegeben, vielmehr sinkt der Druck im Zylinder weiter gegenüber dem Saugrohrdruck aufgrund der Drosselung der schließenden Einlassventile.

Abbildung 6.4 quantifiziert das Verhalten des VVHI anhand der maßgeblichen thermodynamischen Größen im Vergleich zur Referenz. Die Reduzierung des Ladungswechselverlusts dokumentiert den Vorteil der alternativen Laststeuerung. Die Größenordnung fällt mit $\Delta p_{miLW} = 0.05$ bar aufgrund der weiterhin hohen Strömungsverluste geringer aus als erwartet. Es gelingt zwar die Laststeuerung unabhängig von der Drosselklappe, jedoch ist bei nahezu unverändertem Einlass Schluss der Ort der Drosselung vorrangig zum Ventilsplatt verschoben.

Der Kraftstoffverbrauch bezogen auf den Hochdruckteil ist bei konstantem Heizwert umgekehrt proportional dem Hochdruckwirkungsgrad (Formel (7.1)). Der Nachteil des VVHI erklärt sich neben einer um eine ε -Einheit geringeren Verdichtung durch den geringeren Restgasgehalt. Eine Steigerung durch späteren Auslass Schluss ist konstruktiv bereits durch den Verstellbereich des Phasenstellers begrenzt. Bei Erhöhung der Überschneidung durch ein früheres Öffnen der Einlassventile zeigt sich die Grenze des Brennverfahrens durch weitere Zunahme des bereits hohen Vorzündbedarfs bei abnehmender Laufruhe.

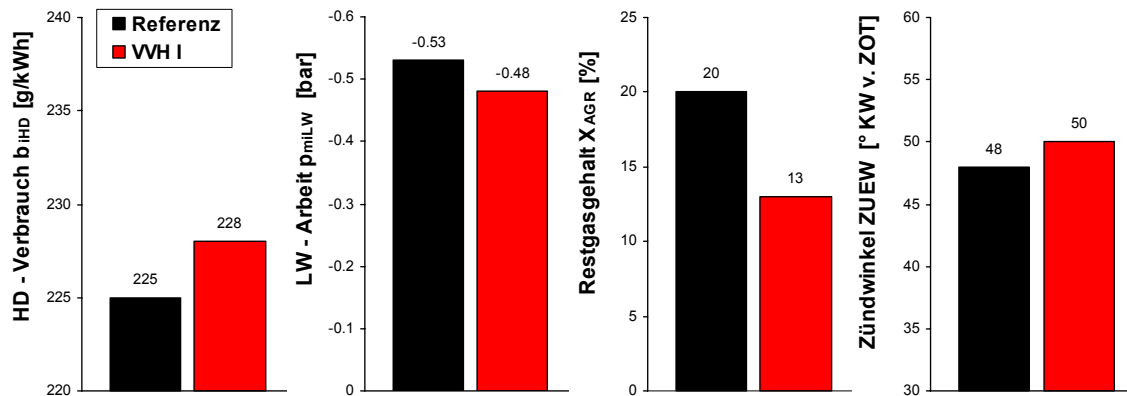


Abbildung 6.4: Thermodynamischer Vergleich VVH I mit gedrosselter Referenz ($n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$)

Das effektive Potenzial Δb_e des mechanisch variablen Ventiltriebs der ersten Generation ist in Abbildung 6.5 über den diskutierten Lastpunkt hinaus im gesamten Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt. Basierend auf den motorischen Messungen erfordert die Vergleichbarkeit eine Korrektur des geringeren Verdichtungsverhältnisses entsprechend der gedrosselten Referenz ($\varepsilon = 11$, Tabelle 6.1).

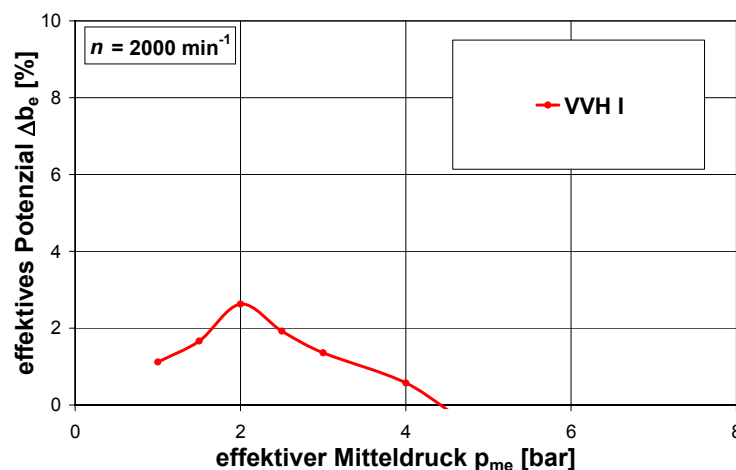


Abbildung 6.5: Effektives Potenzial im Bezug zur gedrosselten Referenz

Das maximal erreichte Potenzial gegenüber dem Referenzmotor ist mit $\Delta b_e < 3 \%$ durchgängig kleiner als erwartet. Der Nachteil in der Verbrennung kann zwar durch die reduzierten Ladungswechselverluste bei mittleren Lasten überkompensiert werden, jedoch fällt die Größenordnung der Entdrosselung nur gering aus. Der zusätzliche Aufwand zur Darstellung der Hubvariabilität ist im Verhältnis zum Kundennutzen kritisch zu hinterfragen. Der Referenzmotor entdrosselt seinerseits bereits durch die Verwendung seiner beiden Phasensteller bei deutlich höherer Restgasverträglichkeit.

1. Optimierungsschritt

Eine Verminderung der Drosselung am Ventilsplatt erfordert eine höhere Fülligkeit der Einlasshubkontur. In einer ersten Optimierung werden daher fülligere Hubverläufe über steilere Öffnungs- und Schließflanken untersucht. Bei gleichem Maximalhub ergibt sich im Vergleich zum VVH der ersten Generation eine verkürzte Öffnungsdauer.

Entsprechende Einlasskonturen wurden über verschiedene starre Nockenwellen mit unterschiedlichen, diskreten Maximalhuben realisiert. Die Öffnungsdauer des jeweiligen Hubverlaufs ergibt sich aus der Forderung nach maximaler Fülligkeit. Bei Verwendung eines serienmäßigen Ventiltriebs ist die maximale Ventilbeschleunigung als Funktion der Drehzahl die konstruktiv einschränkende Größe, da ein Abheben des Ventils vom Rollenschlepphebel ausgeschlossen werden muss. Die verwendeten Nockenwellen sind insofern als idealisiert zu betrachten, da die maximale Drehzahl entgegen der Anforderung eines Serienmotors ausgelegt wurde.

Die Untersuchungen wurden durch sukzessive Wechsel der Einlassnockenwelle des Referenzmotors durchgeführt. Dem erhöhten Aufwand des Nockenwellenwechsels steht der Vorteil der kompromisslosen konstruktiven Auslegung für die thermodynamischen Prinzipuntersuchungen in der Teillast gegenüber. Bei komplett geöffneter Drosselklappe ergeben sich unterschiedliche Füllungen von Frischluft und Restgas als Resultat der untersuchten Steuerzeit; eine Regelung auf eine konkrete Last ist demnach nur eingeschränkt über die Steuerzeiten möglich.

Erste Untersuchungen ergaben unmittelbar unbefriedigende Ergebnisse hinsichtlich der Laufruhe. Bereits bei minimalem Restgasgehalt ist ein ausreichend stabiler Betrieb nur mit extrem hohem Vorzündbedarf möglich. Lediglich eine Verschiebung des Einlass Öffnet in Richtung spät erlaubt eine Verbesserung des Brennverhaltens quantifiziert am Brennverzug und der Brenngeschwindigkeit. Da der Kolben jedoch nach Auslass Schließt nahe des LW-OT gegen die anfänglich noch geschlossenen Einlassventile expandieren muss, folgen gleichzeitig hohe Ladungswechselverluste. Demzufolge wurden die Untersuchungen als nicht zielführend unterbrochen.

Die Verbesserung des Brennverhaltens bei späterer Einbringung der Zylinderfüllung relativ zum Zündzeitpunkt bei gleichzeitig höheren Einströmgeschwindigkeiten deutet auf unzureichende Ladungsbewegung hin (Kapitel 4.4, [74], [76]). Zur Verbesserung der Ladungsbewegung werden bereits seit längerem mit Erfolg so genannte Ventilsitzabschirmungen angewendet. Das Prinzip beruht auf einer Ausrichtung der Massenströme in der Ansaugphase bei erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten. Die auch als Maskierung bezeichneten Abschirmungen werden durch gezielte Bearbeitung des Brennraums in unmittelbarer Nähe der Einlassventile realisiert (Kapitel 7.2).

Ein Übertrag auf Brennverfahren mit variablen Ventilhuben lässt aufgrund der langen Verweildauer bei reduzierten Teillast-Hüben auf Höhe der Maskierung eine hohe Beeinflussung der Zylinderinnenströmung erwarten. Die Untersuchungen werden daher mit einer brennraumseitigen Maskierung der beiden Einlassventile fortgesetzt. Es zeigt sich, dass ein stabiler Betrieb mit fülligen Einlasshubkurven erst durch die Kombination mit einer Brennraummaskierung möglich ist.

Abbildung 6.6 zeigt das Optimum hinsichtlich des effektiven Potenzials aus der Schar der idealen Nockenwellen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$ im Vergleich zum VVH I.

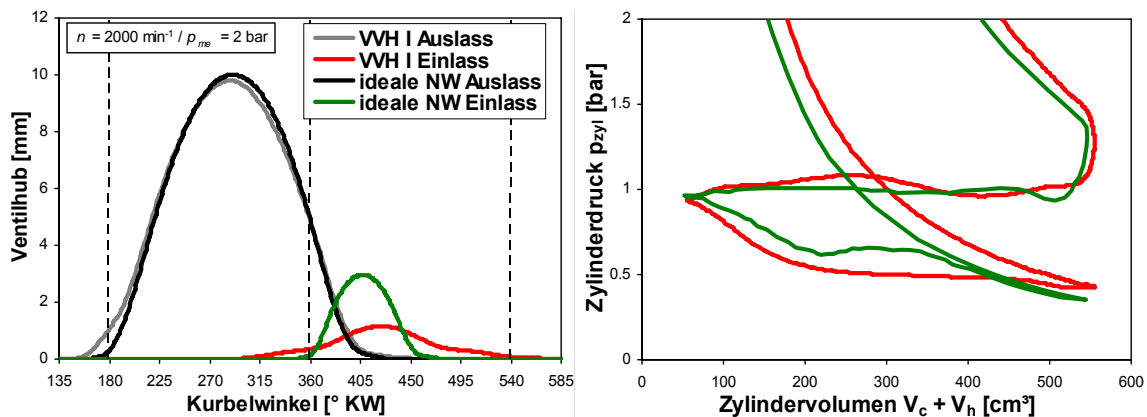


Abbildung 6.6: Vergleich Hub & LW-Schleife ideale Nockenwelle mit VVH I

Die fülligere Hubkurve der idealen Nockenwelle führt zu geringerer Drosselung am Ventilsplatt. Eine weitgehende Vermeidung sämtlicher Strömungsverluste ist jedoch gerade in Kombination mit der Maskierung nicht erzielbar, so dass der Zylinderdruck während der Ansaugphase auch weiterhin vom Umgebungsdruck abweicht. Die Öffnungsdauer ist mehr als halbiert; somit ergibt sich im Gegensatz zum VVH I ein deutlich früherer, wirksamer Einlass Schluss. Die Ladungswechselverluste können um $\Delta p_{miLW} = 0.04 \text{ bar}$ verbessert werden. Eine noch größere Entdrosselung verbietet die beschränkte Restgasverträglichkeit (Abbildung 6.7).

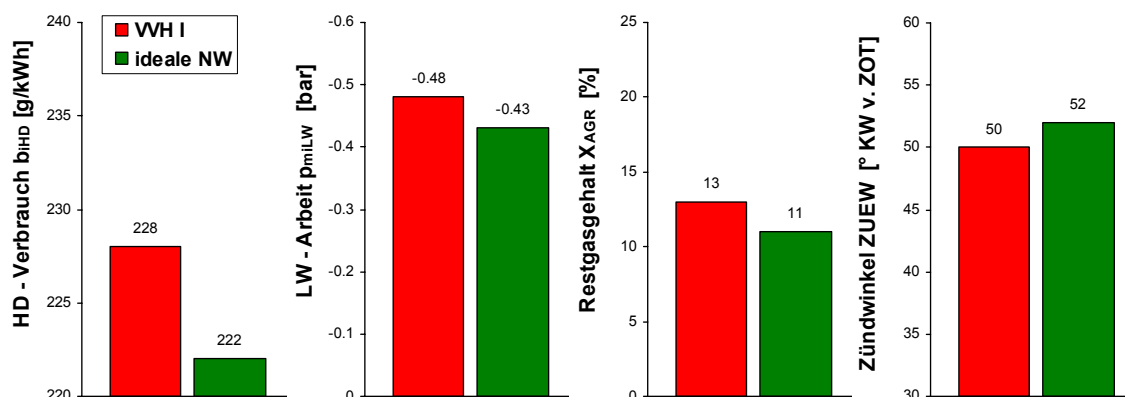


Abbildung 6.7: Thermodynamischer Vergleich VVH I mit idealer Nockenwelle ($n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$)

Die größere Überschneidungsfläche führt hier im Gegensatz zum gewohnten Verhalten bei Drosselbetrieb aufgrund der Lage nach LW-OT zu einem Ansteigen des Frischluftanteils an der gesamten, zurückgesaugten Masse. Eine untergeordnete Rolle spielt zudem die fehlende, moderate Androsselung im Vergleich zum VVH I.

Der Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil kann gegenüber dem guten Niveau des Referenzmotors verbessert werden. Die Grenze des Brennverfahrens deutet sich jedoch erneut anhand des hohen Vorzündbedarfs an. Bei Verschiebung des Einlass Öffnet um lediglich weitere 5° KW in Richtung früh übersteigt die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks das Laufruhe-Kriterium; eine wirkungsgradoptimale Zündung erfordert einen unrealistischen Zündwinkel von mehr als 60° KW vor Zünd-OT.

Abbildung 6.8 zeigt das effektive Potenzial im Lastschnitt erweitert um die Potenzialkurven der idealen Nockenwellen. Da die einzelnen untersuchten Nockenkonturen nur für einen beschränkten Lastbereich als optimal anzusehen sind, ergibt sich das Gesamtpotenzial als Einhüllende der Einzelpotenziale.

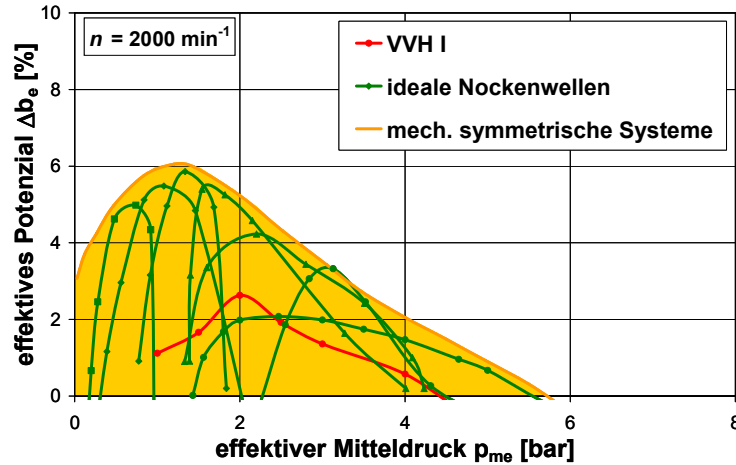


Abbildung 6.8: Effektives Potenzial im Bezug zur gedrosselten Referenz (II)

Mit der Optimierung über die fülligeren Hubkurven gelingt die Erhöhung des effektiven Potenzials in einem ausgeweiteten Lastbereich. Das maximal erreichbare Potenzial relativ zur gedrosselten Referenz ist zu geringeren Lasten hin verschoben. Ähnlich wie beim VVH I nimmt aber auch das Potenzial mit idealen Hubkurven in Richtung der Nulllast hin ab.

2. Optimierungsschritt

Die Restgasverträglichkeit des Referenzmotors bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ / $p_{me} = 2 \text{ bar}$ liegt aufgrund des guten Brennverfahrens bei einem Anteil von $X_{AGR} \approx 20 \%$. Trotz des geringeren Restgasgehalts der entdrosselten Bestpunkte ist bei den verwendeten Geometrien keine weitere Verbesserung aufgrund einer bereits deutlich verschleppten Verbrennung erreichbar. Der Verlauf des Vorzündbedarfs zeigt eine hohe Abhängigkeit vom Einlass Öffnet und somit über die konstante Öffnungsdauer gleichbedeutend von der Steuerzeit Einlass Schließt. Als Grund für die massive Änderung des Brennverhaltens ist eine Abnahme der Ladungsbewegung in Abhängigkeit von der Steuerzeit anzunehmen. Der Masseneintrag und somit der maßgebliche Einströmimpuls zum Aufbau der Ladungsbewegung im Brennraum endet bei früherem Einlass Schließt weiter vom Zündzeitpunkt entfernt. Je früher der Einlass Schluss, desto länger ist die zusätzliche Expansion der Zylinderfüllung gegen die geschlossenen Ventile und damit die Zeit zum Abbau der Ladungsbewegung.

Ziel einer weiteren Optimierung ist eine fortgesetzte Reduzierung der Ladungswechselverluste durch Kombination der entdrosselten Laststeuerung mit der hohen Restgasverdünnung des Referenzmotors. Die Kompensation der abnehmenden Brenngeschwindigkeit durch eine verbesserte Ladungsbewegung ist dabei Voraussetzung für die Steigerung der Restgasverträglichkeit. Eine wirksame Maßnahme zur Optimierung der Ladungsbewegung ist die Darstellung einer Drallströmung. Dieser Ansatz wird in Form asymmetrischer Einlasshubverläufe auf die entdrosselte Laststeuerung übertragen.

Abbildung 6.9 zeigt die Hubverläufe einer starren, geschliffenen Nockenwelle mit asymmetrischem Hubverlauf der beiden Einlassventile im Vergleich zur symmetrischen, idealen Nockenwelle. Die hohe Fülligkeit zur Minderung der Strömungsverluste wurde genauso wie die Maskierung beibehalten.

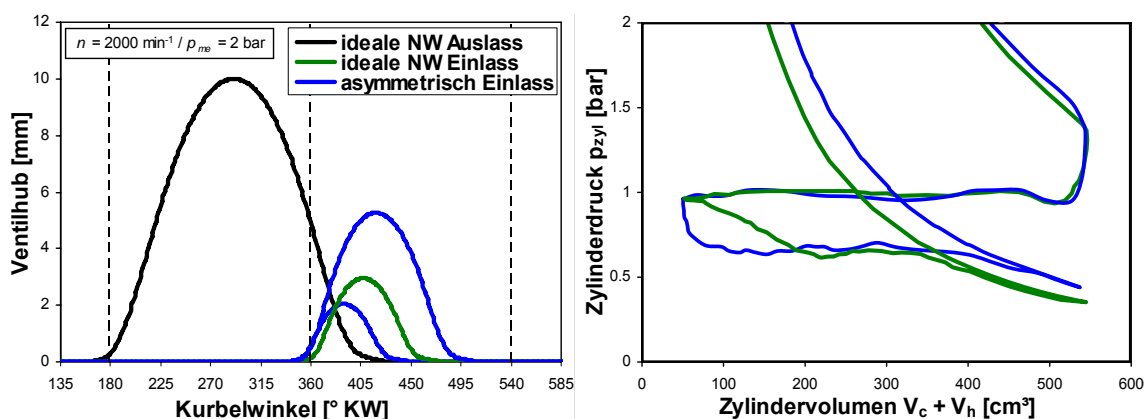


Abbildung 6.9: Hub & LW-Schleife asymmetrische Kontur mit idealer Nockenwelle

Das Öffnen der beiden Einlassventile und somit der Beginn der Ansaugung erfolgt noch zum identischen Zeitpunkt. Im weiteren Verlauf bewirkt jedoch das rechnerisch und experimentell optimierte Zusammenspiel aus verschiedenen Maximalhuben und gleichzeitig unterschiedlichen Öffnungsdauern eine ungleiche Verteilung der einströmenden Gesamtmasse auf die beiden Einlassventile.

Der im Vergleich zum symmetrischen Betrieb geringere Maximalhub führt über einen entsprechend reduzierten Durchflussbeiwert nur zu einem geringen Masseneintrag; vorrangig wird die Verminderung der Strömungsverluste im Bereich der stark zunehmenden Kolbengeschwindigkeit unterstützt. Der überwiegende Teil der angesaugten Masse strömt asymmetrisch über das Einlassventil mit erhöhtem Maximalhub ein. Der ungleiche Masseneintrag führt zur Ausbildung der gewünschten Drallströmung. Darüber hinaus bewirkt die Brennraummaskierung eine zusätzliche Ausrichtung der Strömung vornehmlich beim Schließen der Einlassventile.

Bei identischer Füllung resultiert aus der verlängerten Öffnungsdauer ein deutlich späterer Einlass Schluss des zweiten Einlassventils. Besonders durch diese Verschiebung des wirksamen Einlass Schließt gelingt die Umsetzung der in der Ansaugphase generierten makroskopischen Ladungsbewegung in erhöhte Turbulenz zum Abschluss der Kompression. Die Optimierung der Ladungsbewegung und Turbulenz zur Stabilisierung der Verbrennung sowie Erweiterung der Restgasverträglichkeit bildet einen Schwerpunkt der Arbeit und wird im weiteren Verlauf noch detailliert aufgezeigt (Kapitel 7.3 + 7.4).

Eine Erhöhung der Restgasmasse durch vergrößerte Überschneidung erfordert bei voller Entdrosselung einerseits ein Einlass Öffnet deutlich vor LW-OT. Andererseits ist eine fortgesetzte Verschiebung des Auslass Schließt in Richtung spät häufig durch den Verstellweg des Phasenstellers begrenzt. Mit einem späteren Schließen korreliert zudem bei konstanter Öffnungsdauer ein späteres, ungünstigeres Öffnen der Auslassventile mit Ladungswechselverlusten infolge zunehmender Ausschiebearbeit (Kapitel 5.1).

Eine Alternative bildet eine moderate Androsselung zur Ausbildung eines unterstützenden Druckgefälles vom Saugrohr zum Zylinder bzw. Krümmer. Es stellt sich eine Mischform der Laststeuerung über den reduzierten Einlasshub bei Frühem Einlass Schluss und dem Unterdruck im Saugrohr ein. Diese teilentdrosselte Laststeuerung impliziert zwar prinzipiell einen Anstieg der Ladungswechselarbeit, jedoch können bei gleicher Last deutlich höhere Einlasshübe verwendet werden, was die Strömungsverluste verglichen mit der reinen Drosselung am Ventilsplatt reduziert. Abbildung 6.10 fasst das Verhalten einer optimierten, asymmetrischen Nockenkontur im Vergleich zur symmetrischen, idealen Nockenwelle zusammen.

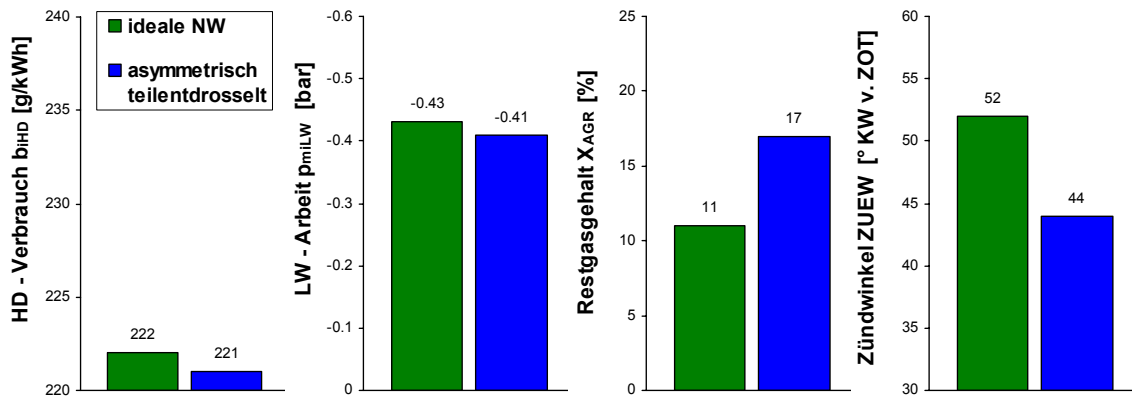


Abbildung 6.10: Thermodynamischer Vergleich asymmetrische Kontur mit idealer Nockenwelle ($n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$)

Die verbesserte Ladungsbewegung bewirkt neben der Erhöhung der Restgasverträglichkeit eine Reduzierung des Brennverzugs. Der Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil wird positiv beeinflusst. Trotz der Steigerung des Restgasgehalts ist nur noch eine geringe Reduzierung des Ladungswechselerlusts als Konsequenz aus der leichten Androsselung bei höherer Ladungsverdünnung möglich. Neben einer moderaten Verbesserung im Bestpunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$ kann vor allem das Gesamtpotenzial im Lastschnitt ausgeweitet werden (Abbildung 6.11).

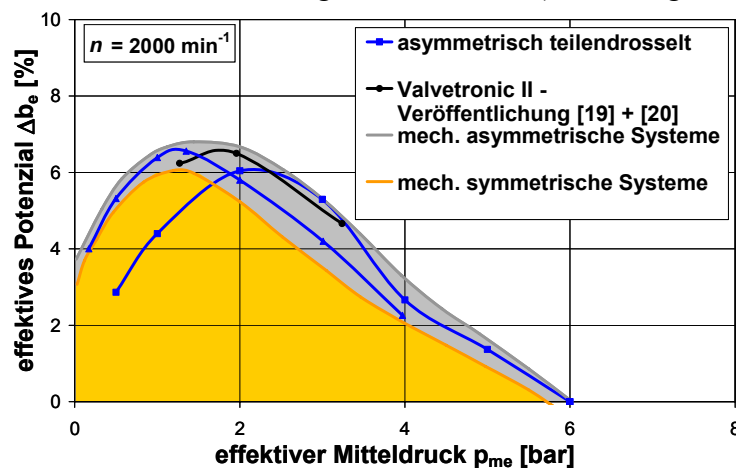


Abbildung 6.11: Effektives Potenzial im Bezug zur gedrosselten Referenz (III)

Die Verbesserung der Ladungsbewegung durch asymmetrische Einlasshubkonturen in Verbindung mit einer Maskierung bestätigt sich als zielführende Maßnahme zur Erweiterung des Potenzials mechanisch variabler Ventiltriebe. In Abbildung 6.11 sind zudem die publizierten Werte der aktuell eingeführten, zweiten Generation der *BMW Valvetronic* aufgeführt [19], [20].

Neben der Ergänzung um eine Brennraummaskierung wird auch hier die Drallströmung durch verschiedene Höhen des Einlasshubs genutzt. Die Lage der Maximalhöhe bleibt hingegen konstant, so dass sich der Einlass Schluss nur indirekt über die Öffnungsdauer ändert. Es bleibt bei einem geringen Differenzdruck im Saugrohr von $\Delta p = 50$ mbar, so dass zur Restgassteigerung ein erweiterter Auslass-Phasensteller mit 70° KW Verstellweg eingesetzt wird.

6.3 Zusammenfassung der bisherigen Erkenntnisse

Das Gesamtpotenzial mechanisch variabler Ventiltriebe stellt sich bezogen auf eine gedrosselte Basis geringer als erwartet dar und bricht zu geringen Lasten hin ein. Eine ähnlich hohe Restgasverdünnung wie beim Referenzmotor ist mit keinem der untersuchten entdrosselten Ansätze darstellbar. Die Ladungsbewegung verschlechtert sich mit Übergang auf die entdrosselte Laststeuerung durch Frühen Einlass Schluss. Erforderliche Maßnahmen zur Steigerung der Ladungsbewegung sind die Maskierung und die Generierung einer Drallströmung bei hoher Sensitivität auf den wirksamen Einlass Schluss. Das Entdrosselungspotenzial bleibt auch weiterhin durch die Ladungsbewegung begrenzt.

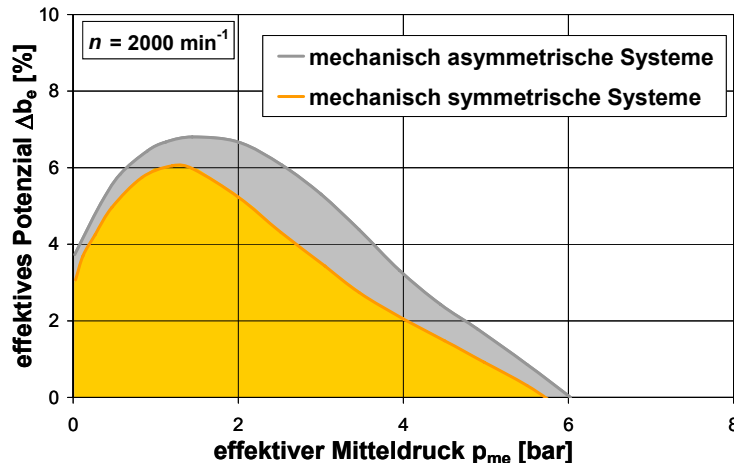


Abbildung 6.12: Zusammenfassung der Gesamtpotenziale im Bezug zur gedrosselten Referenz

Eine detailliertere thermodynamische Analyse ist bei unterschiedlichen Grundmotoren, Verdichtungsverhältnissen, Gemischbildnern und mechanischen Wirkungsgraden erschwert. Reibungsverbessernde Sekundärmaßnahmen können nicht ohne weiteres von thermodynamischen Auswirkungen getrennt werden. Im stationären Betrieb ist bspw. die elektrische Leistung der Verstellmotoren mechanisch vollvariabler Ventiltriebe genauso wenig berücksichtigt, wie mechanische Zusatzverluste, die bei konstruktiver Realisierung einer kontinuierlichen Hubvariabilität der idealen Nockenwellenkonturen zu erwarten sind. Eine Trennung der thermodynamischen Ansätze in unmittelbare Auswirkungen der entdrosselten Laststeuerung gegenüber konzeptbedingten Maßnahmen, wie bspw. einer Kennfeldkühlung, sind ebenso wenig gegeben.

Zur Bewertung der Güte der Brennverfahren eignet sich daher eine vereinfachende Zusammenfassung diverser Einzelergebnisse über dem Reibmitteldruck p_{mR} am Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$; es ergeben sich Streubänder der verschiedenen Konzepte (Abbildung 6.13).

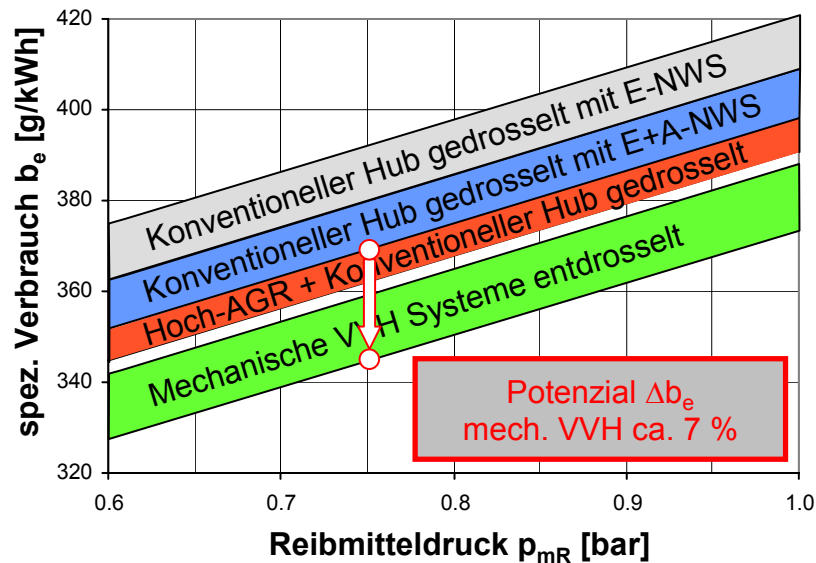


Abbildung 6.13: Darstellung der thermodynamischen Güte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$

Unter der Annahme eines konstanten Hochdruckwirkungsgrads können somit durch Verschiebung auf Diagonalen parallel zu den Streubandgrenzen Konzepte mit unterschiedlichen Reibleistungen verglichen werden. Das im Verlauf der Arbeit ermittelte Potenzial mechanisch variabler Systeme ist mit maximal $\Delta b_e \approx 7 \%$ eingetragen.

Die bisherigen Untersuchungen zeigen hinsichtlich weiterer Verbesserungsansätze zum Teil gegenläufige Forderungen auf:

- **Fortgesetzte Entdrosselung erfordert:**
 - ⇒ minimale Strömungsverluste
 - ⇒ maximale Fülligkeit, hoher Einlasshub, Früher Einlass Schluss
 - ⇒ fortgesetzte Restgasrückführung
- **Fortgesetzte Restgasrückführung erfordert:**
 - ⇒ späten Auslass Schluss ohne Nachteil im Auslass Öffnet
 - ⇒ frühes Einlass Öffnet für Überschneidung vor LW-OT
 - ⇒ optimierte Ladungsbewegung
- **Optimierte Ladungsbewegung erfordert:**
 - ⇒ Brennraummaskierung (Strömungsverlust)
 - ⇒ späten Einlass Schluss
 - ⇒ asymmetrische Hubverläufe in Maximalhub und Öffnungsdauer

Besonders die unabhängige Einflussnahme auf die Steuerzeiten Einlass Öffnet und Einlass Schließt ist mit den bisher bekannten mechanischen Systemen nicht möglich. Eine Änderung der Öffnungsdauer korreliert hier zwangsläufig mit einer Änderung des Einlasshubs, der seinerseits über die konstante Maskierungshöhe eine Rückwirkung auf die Ladungsbewegung ausübt.

Eine weiterführende Analyse und Optimierung erfordert zusätzliche Freiheitsgrade durch gänzlich unabhängige Vorgabe der Steuerzeiten und der Einzelhübe auf Einlass- wie Auslassseite. Eine Realisierung ist lediglich mit einem nockenwellenlosen Ventiltriebskonzept möglich.

7 Untersuchung mit vollvariablem, nockenwellenlosen Ventiltrieb

In den bisherigen Untersuchungen blieb das effektive Potenzial der drosselfreien Laststeuerung hinter den hohen Erwartungen zurück. Ein tieferes Verständnis für die Ursachen ist als Grundlage für weitere, zielführende Optimierungsansätze erforderlich. Nachdem der bedeutende Einfluss der mechanischen Verluste anhand des Gradienten der Streubänder in Abbildung 6.13 aufgezeigt wurde, erlaubt der ausschließliche Bezug auf indizierte Werte die reine Betrachtung der thermodynamischen Auswirkungen der alternativen Laststeuerung.

Die weiteren Untersuchungen werden daher auf den Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{mi} = 2.75 \text{ bar}$ konzentriert. Dieser in der Brennverfahrensentwicklung häufig untersuchte Betriebspunkt liegt einerseits im Bereich der maximalen Potenziale der mechanisch variablen Systeme, stellt aber somit auch den Übergang zu fallenden Potenzialen hin zu geringeren Lasten dar. Durch Vorgabe eines theoretischen Reibmitteldrucks ist trotz des Bezugs auf indizierte Werte ein Übertrag auf vorliegende, effektive Vergleichsverbräuche und damit letztlich auch eine überschlägige Prognose des Kraftstoffverbrauchs in relevanten Testzyklen möglich.

Für den Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad und Kraftstoffverbrauch bei konstantem Heizwert H_u gilt:

$$b_i = \frac{1}{H_u \eta_i} \quad \text{bzw.} \quad b_{iHD} = \frac{1}{H_u \eta_{iHD}} \quad (7.1)$$

Die Konzentration auf indizierte Werte bei gleicher Last und Drehzahl erlaubt eine allgemeine Darstellung der Einflussgrößen auf den inneren Wirkungsgrad η_i bzw. auf den umgekehrt proportionalen indizierten Kraftstoffverbrauch b_i (Abbildung 7.1).

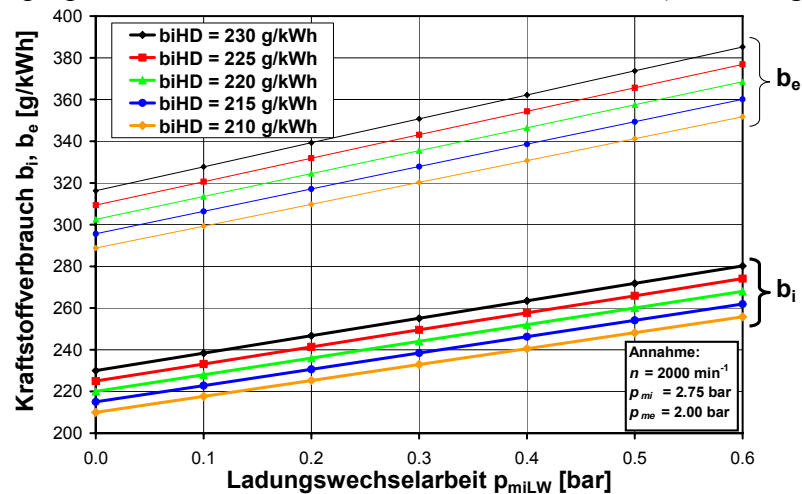


Abbildung 7.1: Abhängigkeit des Kraftstoffverbrauchs von p_{milW} & b_{iHD}

Dargestellt sind sowohl der indizierte Kraftstoffverbrauch b_i über die unteren, fett gedruckten Linien sowie der effektive Verbrauch b_e unter Annahme eines Reibmitteldrucks von $p_{mR} = 0.75 \text{ bar}$. Eine Verbrauchsreduzierung korreliert mit einer Verschiebung in Richtung des Koordinatenursprungs.

Eine Optimierung des Verbrauchs erfordert demnach entweder eine Reduzierung des Ladungswechselverlusts p_{miLW} bei konstantem, farbig codiertem Kraftstoffverbrauch des Hochdruckteils b_{iHD} , eine Verbesserung des b_{iHD} bei konstantem p_{miLW} oder eine entsprechende Kombination. Somit entspricht die Darstellung anschaulich der in Kapitel 4.2 hergeleiteten, reinen Abhängigkeit des inneren Wirkungsgrads η_i von der Ladungswechselarbeit p_{miLW} und dem Hochdruckwirkungsgrad η_{iHD} (Formel (4.6)). Nach Einführung des neuartigen, nockenwellenlosen Ventiltriebs werden daher im Verlauf der weiteren Untersuchungen alle Maßnahmen auf Ihre Wirkung auf p_{miLW} bzw. b_{iHD} als entscheidende Einflussgrößen hin bewertet.

7.1 Vollvariabler Ventilhub mittels nockenwellenloser, elektromotorischer Aktuatorik

Aus den bisherigen Untersuchungen leitet sich die Forderung nach vollkommen unabhängiger Wahl der Steuerzeiten ab; somit scheiden nockenwellenbasierte Systeme für eine weitere Betrachtung aus. Der elektromechanische Ventiltrieb (EMVT) erlaubt die geforderte Flexibilität der Steuerzeiten, jedoch ist der Hub energetisch sinnvoll auf die Endlage beschränkt (Kapitel 2.1). Die hohe Abhängigkeit des Entdrosselungspotenzials von der Ladungsbewegung erfordert jedoch zwingend die freie Wahl des Hubs gerade in Verbindung mit einer Maskierung. Der elektromechanische Ventiltrieb scheidet daher ebenso als geeigneter Versuchsträger aus.

Weitere entscheidende Kriterien bei der Festlegung eines zielführenden Systems sind höchste Genauigkeitsanforderungen an die Einstellbarkeit, die Reproduzierbarkeit der Ventilerhebungen sowie die Möglichkeit der Hubverlaufsformung bis hin zu mehrfachen Öffnungen innerhalb eines Arbeitstakts. Abbildung 7.2 gibt einen prinzipiellen Überblick über mögliche Systeme und deren Freiheitsgrade.

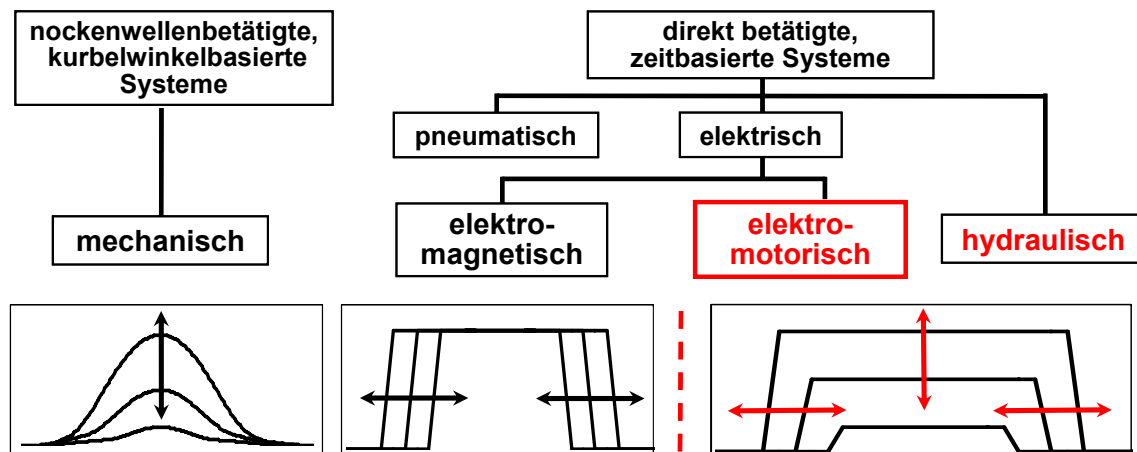


Abbildung 7.2: Einteilung möglicher Ventiltriebs-Aktuatorik & deren Freiheitsgrade

Von den bisher veröffentlichten Ansätzen bietet lediglich der hydraulische, nockenwellenlose Ventiltrieb die geforderte Flexibilität im Hub. Im Rahmen der Arbeit wurde sowohl ein kombiniert hydraulisch-mechanisches System unter Beibehaltung von Ventilfedern [38], [39] wie auch ein komplett hydraulisches System untersucht [35], [36], [87]. Die Genauigkeit und Reproduzierbarkeit des Hubverlaufs stellt dabei besondere Anforderungen an die jeweiligen Konzepte.

Aufgrund der Trägheit des hydraulischen Übertragungsmediums sowie der Architektur der Systeme ist kein unmittelbarer Regeleingriff bei Abweichung des realen Hubs vom Soll-Hub möglich. Die Ansteuerparameter der verwendeten, schnellschaltenden Magnetventile können bestenfalls mit einer Verzögerung eines Arbeitsspiels nach Auswertung eines gestörten Hubverlaufs angepasst werden.

Für höchste Genauigkeit leitet sich die Notwendigkeit einer Closed-Loop Regelung noch während des Hubverlaufs ab. Zusammen mit den bereits aufgeführten Anforderungen war nur eine umfassende Neuentwicklung eines alternativen Aktuatorkonzepts basierend auf der Funktionsweise eines klassischen Linearmotors zielführend. Ein Schnittbild des entwickelten Ventilaktuators bestehend aus dem Stator und dem innenliegenden, kreisrunden Läufer zeigt Abbildung 7.3.

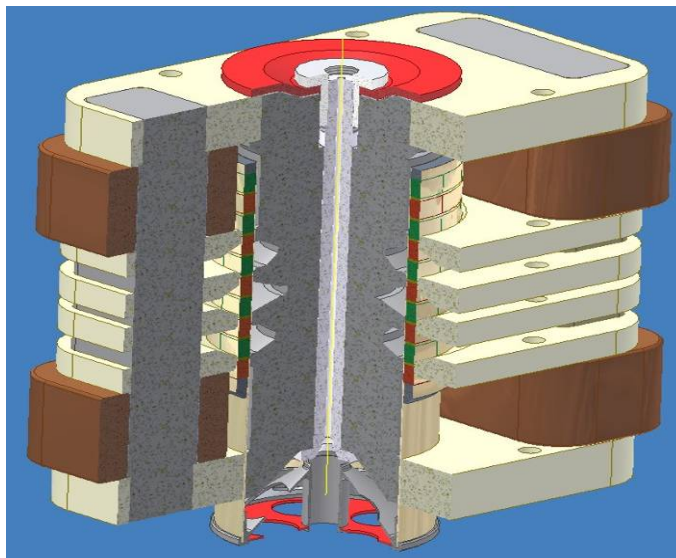


Abbildung 7.3: Schnittbild elektromotorischer Linear-Aktuator

Bei Bestromung des Aktuators wird im Stator ein magnetischer Fluss erzeugt, der in Abhängigkeit von der Lage der Dauermagneten auf dem Läufer zu einer anziehenden bzw. abstoßenden Kraft führt. Während die für die Beschleunigung maßgebliche Kraft beim EMVT vorrangig durch die konstruktive Auslegung der Federn bestimmt ist und demnach im Betrieb nicht wesentlich verändert werden kann (freie Flugphase), ist beim elektromotorischen, federlosen Prinzip die Beschleunigung über die Magnetkräfte im Rahmen der physikalischen Grenzen frei parametrierbar.

Beim Abbremsen des Läufers wird der Motor als Generator genutzt. Die kinetische Energie wird nach Rückwandlung in elektrische Energie in energiespeichernde Kondensatoren zurückgespeist. Auch wenn die Wirkungsgrade der Umwandlung nicht unberücksichtigt bleiben dürfen, bietet die Rekuperation elektrischer Systeme einen prinzipiellen Vorteil gegenüber der Hydraulik.

Der entscheidende Unterschied zum EMVT und zu hydraulischen Systemen ist jedoch der permanente und schnelle Eingriff der Elektromagnete während des Hubverlaufs. Somit gelingt bei hoher Auflösung der Wegmessung eine außerordentliche gute Genauigkeit und Reproduzierbarkeit. Das mechanisch wie akustisch bislang kritisch bewertete Aufsetzen erfolgt geregelt ohne Gefahr des Prellens der Ventile.

Der Hub des unmittelbar an den Läufer angekoppelten Ventils kann je nach Auslegung weitestgehend unabhängig von den Steuerzeiten vorgegeben werden. Im Gegensatz zum EMVT sind somit auch deutliche Ventilüberschneidungen von Einlass- und Auslassventil möglich. Die Kombination von Hüben, die zum Kontakt von Einlass- und Auslassventil bzw. allgemein Ventil zum Kolben im LW-OT führen, können durch Formung des Hubverlaufs vermieden werden.

Abbildung 7.4 zeigt einen im Rahmen der weiteren Untersuchungen eingesetzten, elektromotorischen Einzelaktuator samt Gaswechselventil.



Abbildung 7.4: Elektromotorischer Einzelaktuator bestehend aus Stator & Läufer mit Ventil

Trotz der sehr frühen Entwicklungsphase mit ersten Prototypen im gefeuerten Betrieb erweist sich das Gesamtkonzept als überaus robust; die erzielten Genauigkeiten übertreffen die hohen Erwartungen an die umfassende Neuentwicklung.

Für die Untersuchungen stehen 8 Einzelaktuatoren bereit. Sie werden jeweils auf Einlass- und Auslassseite bei zwei unabhängigen Versuchsmotoren eingesetzt. Für die thermodynamischen Untersuchungen wird der Referenzmotor inkl. der Peripherie beibehalten. Darüber hinaus steht ein Transparentmotor für optische Untersuchungen in Verbindung mit der elektromotorischen Aktuatorik zur Verfügung.

7.2 Einfluss der Brennraummaskierung

In Kombination mit fülligen Hubkurven hat sich die Verwendung einer brennraumseitigen Maskierung der Einlassventile bei mechanischen Ventiltrieben als zwingend erforderlich herausgestellt (Kapitel 6.2). Die deutliche Verbesserung des Brennverhaltens erfordert eine detailliertere Analyse des Maskierungseinflusses.

Ziel einer Maskierung ist die Ausrichtung der einströmenden Masse bei erhöhten Einströmgeschwindigkeiten durch ungleiche Verteilung des Massenstroms über den oberen und unteren Ventilsplatt (Kapitel 4.4). Die angestrebte Tumble-Strömung wird durch eine Reduzierung der Ausströmung über den unteren, zylinderwandnahen Ventilsplatt und Verschiebung der Hauptströmung zum oberen Splatt hin unterstützt.

Der konstruktiven Gestaltung der Maskierung hinsichtlich der Maskierungshöhe, des Abstandes zwischen Ventil und Maskierung sowie dem Umschlingungswinkel kommt eine besondere Bedeutung zu. Abbildung 7.5 zeigt die prinzipielle Gestaltung ausgewählter Maskierungen.

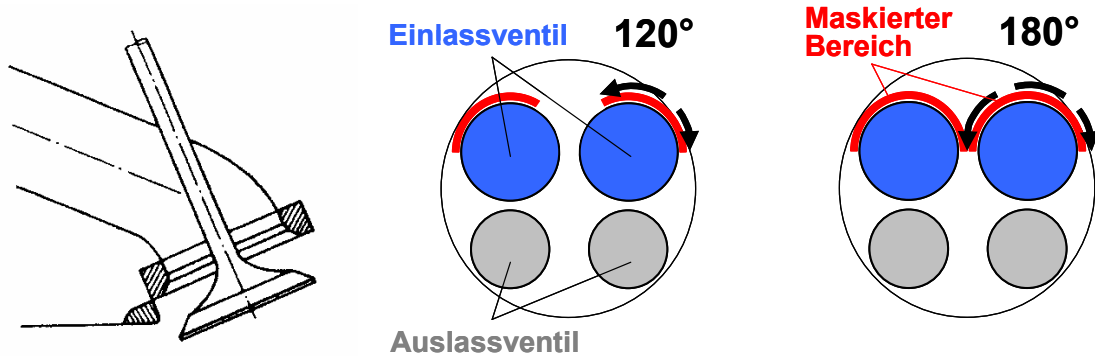


Abbildung 7.5: Prinzipdarstellung ausgewählter Maskierungsvarianten

Aufgrund der Vielzahl der Auslegungsparameter sowie der hohen Sensibilität auf geringste geometrische Änderungen wurde vor Realisierung der entsprechenden Zylinderköpfe die Wirksamkeit verschiedener Varianten auf die Zylinderinnenströmung mittels 3-dimensionaler Strömungsberechnung (CFD) bestimmt. Die Untersuchungen umfassten hierbei sowohl symmetrische Ausführungen wie auch unterschiedliche Maskierungen der beiden Einlassventile. Als Maß für die Abschirmung einzelner Ventilabschnitte eignet sich der Massenstromverlauf in den einzelnen Sektoren des Ventilspalts während der Ansaugphase.

Abbildung 7.6 gibt die Ergebnisse der Berechnung des unmaskierten Referenzmotors im Vergleich mit zwei symmetrischen Maskierungsvarianten wieder. Die Varianten unterscheiden sich entsprechend Abbildung 7.5 hinsichtlich des wirksamen Umschlingungswinkels bei gleicher Maskierungshöhe von $h_{Mask} \approx 2 \text{ mm}$ sowie identischem Abstand zum Ventilteller. Die Gesamtfüllung wurde in Abhängigkeit von dem reduzierten Durchflussverhalten der Maskierung bei vorgegebenem, reduziertem Einlasshub von $EH = 2 \text{ mm}$ über einen angepassten Schließzeitpunkt der Einlassventile berücksichtigt.

Der unmaskierte Zylinderkopf zeigt einen identischen Massenstromverlauf in den Sektoren 2 bis 6; lediglich die Sektoren 7, 8 und 1 tragen durch die Nähe zum Brennraumdach nur mit verringertem Durchfluss zur Gesamtfüllung bei. Im Vergleich hierzu zeigt die 120° Maskierung ihre Wirksamkeit im reduzierten Massenstrom durch den abgeschirmten Sektor 6; darüber hinaus verringert sich der Durchfluss der bereits eingeschränkten Sektoren 7 und 8 weiter. Da der Massenstromverlauf der unmaskierten Sektoren zunimmt, ist die erforderliche Anpassung im Einlass Schluss gering. Die erwartete, massive Einflussnahme auf den Massenstrom bewirkt erst die 180° Maskierung. Die Erweiterung des Umschlingungswinkels hat dabei einen weitaus größeren Einfluss als die reine Einbringung der 120° Maskierung. Die Sektoren 5 bis 8 zeigen bei einem Einlasshub auf Maskierungshöhe nahezu keinen Durchfluss, so dass sich das Einströmen wunschgemäß auf den oberen Ventilsplatt beschränkt. Für gleiche Füllung ist jedoch eine deutliche Verlängerung der Öffnungsdauer notwendig.

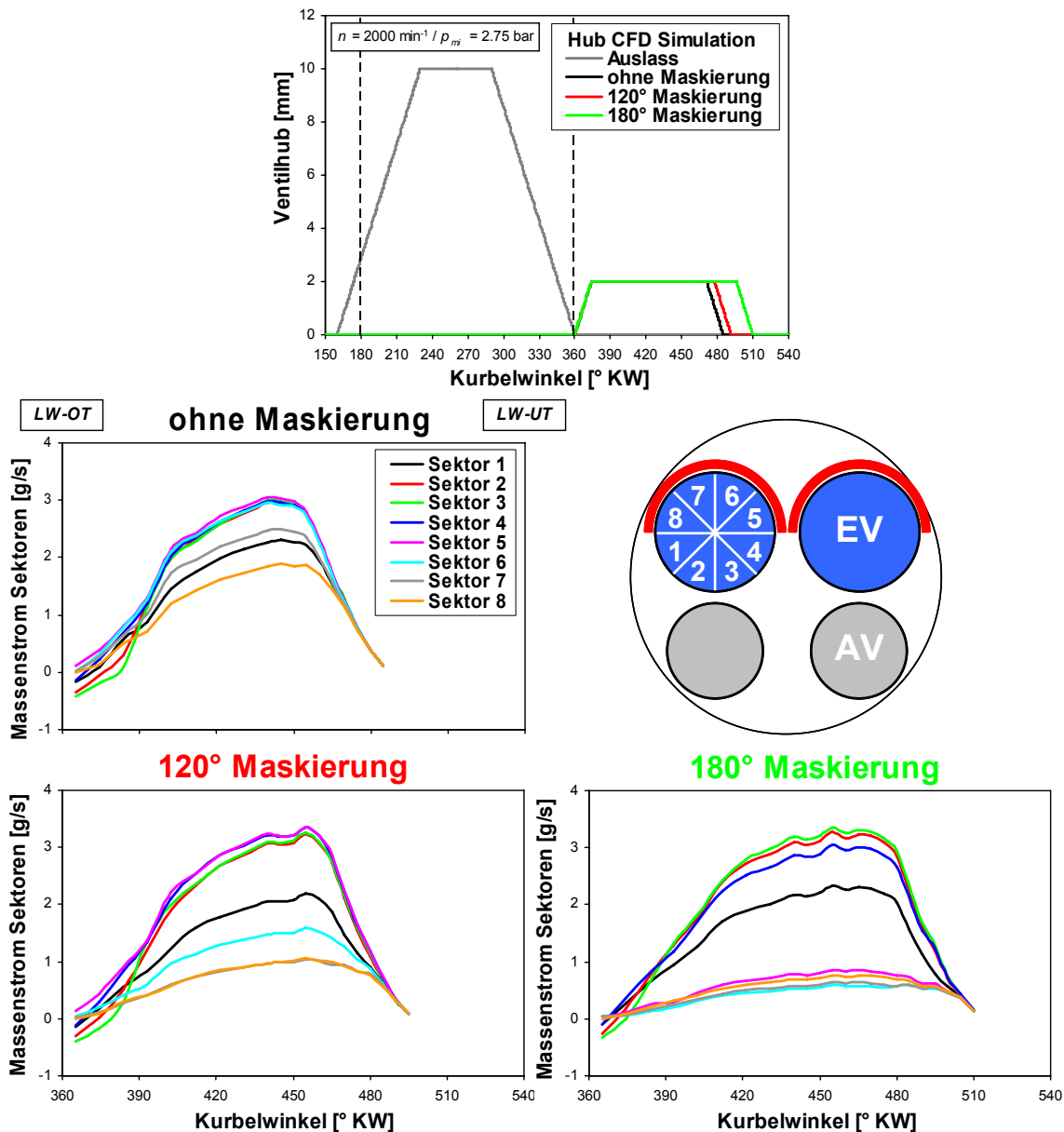


Abbildung 7.6: Beeinflussung der Einströmgeschwindigkeit durch eine Maskierung (CFD Simulation)

Für die thermodynamischen Untersuchungen wurden die im Weiteren als 120° Maskierung bzw. 180° Maskierung bezeichneten, symmetrischen Varianten ausgewählt. Die 120° Maskierung entspricht der bereits bei den Untersuchungen mit mechanisch variablen Ventiltrieben verwendeten Maskierungsform. Die 180° Maskierung ist kompromisslos auf maximale Ladungsbewegung hin ausgelegt.

Thermodynamisches Verhalten in Abhängigkeit der Maskierung

Die thermodynamischen Untersuchungen basieren auf dem in Kapitel 6.1 beschriebenen Grundmotor, wobei lediglich ein Zylinder befeuert wird. Die Kolben der übrigen Zylinder werden durch Ausgleichsgewichte auf der Kurbelwelle zur Reduzierung der Ungleichförmigkeit ersetzt. Die innere Gemischbildung wird bis auf Weiteres beibehalten. Die volle Variabilität jedes einzelnen Gaswechselventils hinsichtlich Steuerzeit und Hub ist jeweils durch Einzelaktuatoren auf Einlass- wie Auslassseite gegeben. Die Steuerzeit Auslass Öffnet wurde als Kompromiss aus Expansionsverlust und Ausschiebearbeit optimiert (Kapitel 5.1) und während der weiteren Messungen

konstant gehalten. Der Auslasshub zeigt keinen Einfluss auf die motorischen Ergebnisse, solange die Hubhöhe zur Minimierung der Ausschiebearbeit ausreichend groß gewählt wird. Ein Auslasshub von $AH = 4$ mm wird demzufolge durchgängig beibehalten. Der prinzipielle Nachteil einer Laststeuerung über Späten Einlass Schluss bestätigt sich in Übereinstimmung mit der theoretischen Betrachtung in Kapitel 5.2 auch im Versuch. In der Folge beschränkt sich die entdrosselte Laststeuerung daher einzig auf den Frühen Einlass Schluss.

Die Hubkurven des nokkenwellenlosen Ventiltriebs weisen gegenüber den mechanisch variablen Kurven eine deutlich größere Fülligkeit auf, da die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeiten erhöht sind und die nokkenwellentypischen Rampen weitestgehend vermieden werden können. Bei gleicher Füllung folgt im Vergleich zu den idealen Nockenwellen (Kapitel 6.2) ein nochmals früheres Schließen der Einlassventile. Die starke Reduzierung der Ladungsbewegung würde einen unreal frühem Zündzeitpunkt erfordern, so dass ein gefeuerter Betrieb ohne Maskierung wie bereits bei den idealen Nockenwellen nicht möglich ist. Abbildung 7.7 zeigt das motorische Verhalten der Maskierungsvarianten mit symmetrischen Hubkurven bei einem Einlasshub von $EH = 1.5$ mm. Zur Konzentration auf den Maskierungseinfluss wird zunächst ein überschneidungsfreier Betrieb betrachtet, um Quereinflüsse durch Restgas auszuschließen.

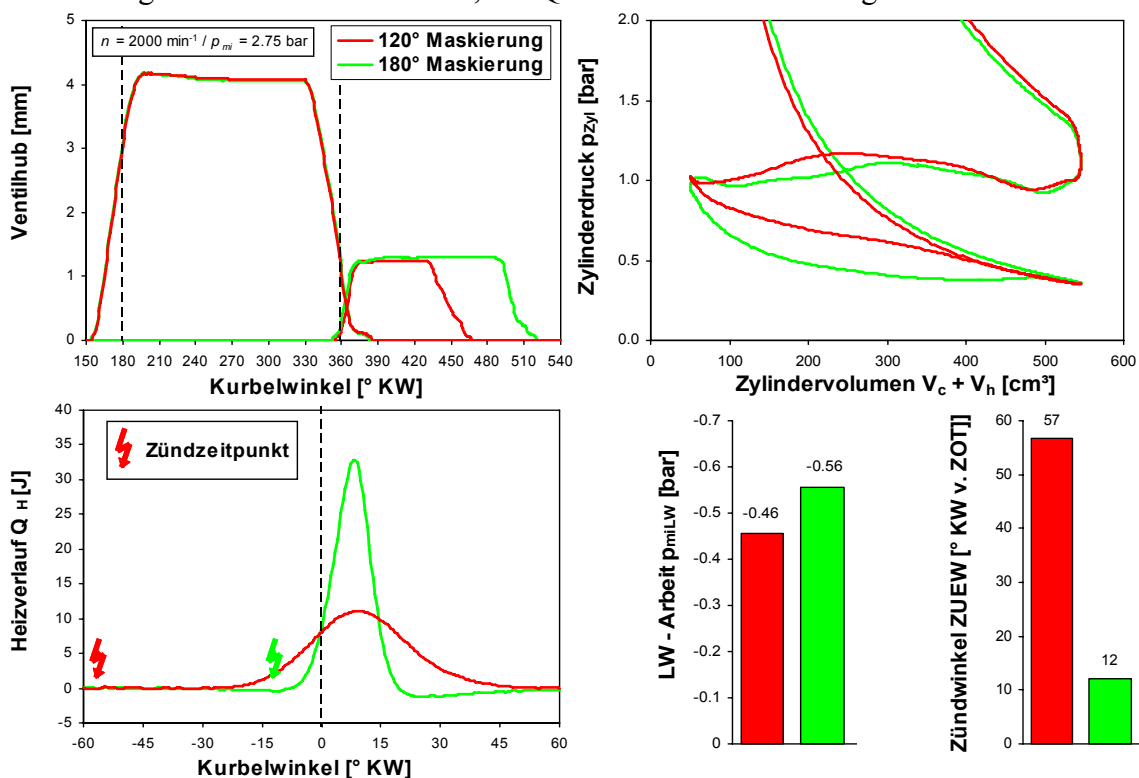


Abbildung 7.7: Thermodynamischer Vergleich 180° & 120° Maskierung ohne Restgaseinfluss

Erwartungsgemäß zeigt die 120° Maskierung eine geringere Drosselung in der Ansaugphase und somit eine geringere Ladungswechselarbeit. Die Öffnungsdauer und damit der Zeitbedarf zur Einbringung der Frischluft ist gegenüber dem erweiterten Umschlingungswinkel von 180° deutlich verkürzt. Der Vergleich des Durchflussverhaltens anhand der stationären Messungen auf der Fliessbank (Anhang 10.5) ließ ein solches Verhalten zwar prinzipiell erwarten, jedoch überrascht das Ausmaß des Unterschieds im Einlass Schluss von ΔES annähernd 50° KW.

Das Brennverhalten unterscheidet sich bei minimalem Restgasgehalt dramatisch. Die 180° Maskierung bedarf für eine wirkungsgradoptimale Schwerpunktage der Verbrennung zwischen $U50_{opt} \approx 6 \dots 8^\circ \text{KW}$ einen ungewöhnlich späten Zündwinkel von lediglich $ZUEW = 12^\circ \text{KW}$ vor Zünd-OT; der Brennverzug ist demnach minimal. In unmittelbarer Folge lässt sich anhand des Heizverlaufs eine extrem schnelle Verbrennung ablesen. Entsprechend hoch sind die Temperaturen im Brennraum nach Zünd-OT, so dass ein hoher Wandwärmeverlust anhand des negativen Heizverlaufs nach dem frühen Brennende erkennbar ist. Ganz im Gegensatz dazu zeigt die 120° Maskierung eine sehr stark verschleppte Verbrennung, zu deren Einleitung ein wenig zielführender, früher Zündwinkel erforderlich ist. Eine anzustrebende, wirkungsgradoptimale Lage des Verbrennungsschwerpunkts in Verbindung mit einer schnellen Energieumsetzung kann dennoch kaum dargestellt werden.

Der Grund für das massiv unterschiedliche Brennverhalten folgt bei ansonsten konstant gehaltenen Randbedingungen aus der veränderten Ladungsbewegung. Neben dem starken Einfluss des Umschlingungswinkels der Brennraummaskierung ist auch eine Rückwirkung des deutlich früheren Einlass Schließt Zeitpunkts auf die Ausbildung und Konservierung der Zylinderinnenströmung zum Zündzeitpunkt zu erwarten. Eine Trennung der gegenseitigen Abhängigkeit von Umschlingungswinkel und wirksamem Einlass Schließt ist im Rahmen der thermodynamischen Messungen bei konstanter Last nicht möglich. Die übergeordnete Wirkung des Schließzeitpunkts der Einlassventile stellt daher einen Schwerpunkt der weiteren Untersuchungen dar (Kapitel 7.3).

Der hohe Brennverzug sowie die Brenndauer deckt sich mit dem Verhalten der 120° Maskierung in Verbindung mit der idealen Nockenwelle (Kapitel 6.2); als Basis für eine Optimierung ist das Brennverhalten keinesfalls geeignet. Eine weitere Erhöhung des Einlasshubs führt unmittelbar zu einer inakzeptablen Laufruhe bei Zündwinkeln größer 60°KW vor Zünd-OT und somit zur Begrenzung des Entdrosselungspotenzials hinsichtlich nochmals früherer Steuerzeit Einlass Schließt. Der insgesamt dramatische Einfluss der Maskierung auf das Brennverhalten erfordert eine genauere Analyse der Zylinderinnenströmung bei gleicher Zylinderzusammensetzung.

Bewertung der Zylinderinnenströmung mittels Simulation

Ein Rückschluss auf die Zylinderinnenströmung allein anhand der Messgrößen im motorischen Betrieb ist bestenfalls qualitativ möglich. Neben der Vorausberechnung eignet sich die CFD Simulation zur Quantifizierung der Strömung von gemessenen Betriebspunkten durch Vorgabe der realen Randbedingungen. Der Einfluss der Steuerzeit Einlass Schließt bleibt bei verschiedenen Maskierungsformen in Verbindung mit variablen Ventilhuben dem reinen Maskierungseffekt weiterhin überlagert. Um die Wirkung der Maskierung gezielt vom Einlass Schluss trennen zu können, wurden die in Abbildung 7.8 dargestellten Ergebnisse der CFD Simulation für alle Varianten mit dem identischen Einlass Schluss der 180° Maskierung berechnet. Folglich unterscheiden sich die Füllungen mit größerer Luftmasse m_L der 120° Maskierung bzw. des unmaskierten Zylinderkopfs infolge der höheren Durchflussbeiwerte bei identischem Öffnungsquerschnitt. Da der Auswertung aber dimensionslose bzw. massenbezogene Größen zugrunde liegen, können die Verläufe dennoch direkt miteinander verglichen werden.

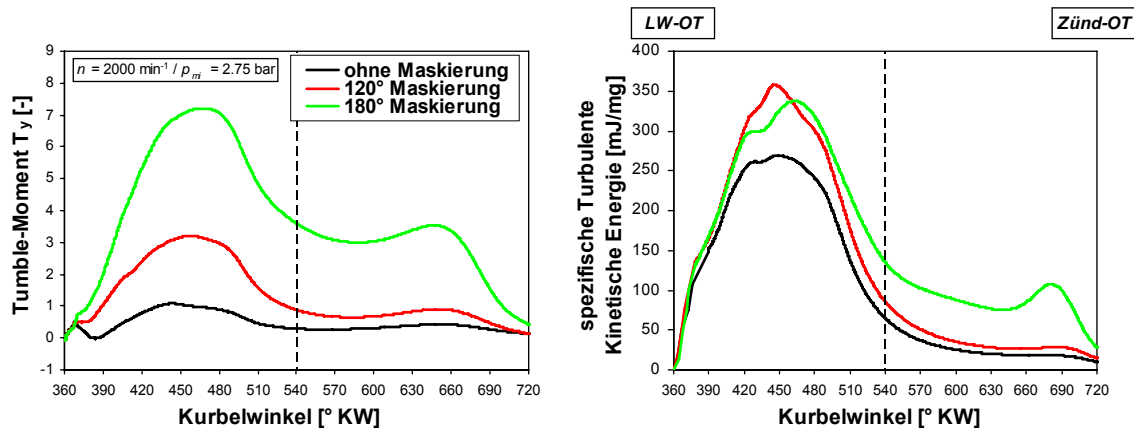


Abbildung 7.8: Zylinderinnenströmung abhängig von der Maskierung (CFD Simulation)

Die verschiedenen Umschlingungswinkel der Maskierungen bedingen einen unterschiedlich starken Tumble-Aufbau im Brennraum. Während ohne Maskierung keine ausgeprägte Strömungsform erkennbar ist, führt die 120° Maskierung bis zum Abschluss des Ansaugvorgangs zu einem zunehmenden Tumble-Wirbel; ein mehr als doppelt so hohes, maximales Tumble-Niveau ist jedoch mit der 180° Maskierung erzielbar. Die anschließende Expansion und Kompression bis zum Zündzeitpunkt bedingt den Abbau der Ladungsbewegung quantifiziert am degressiven Verlauf nach Einlass Schluss.

Für die Verbrennung ist die Turbulenz zum Zündzeitpunkt entscheidend. Die Einzelbetrachtung der Ansaugphase zeigt teilweise gegenläufige Wirbelstrukturen der 120° Maskierung, die sich noch während des Ansaugens auslösen und das leicht höhere Turbulenzniveau bis zum Abschluss des Ladungswechsels erklären. Einzig die 180° Maskierung konserviert ein hohes Tumble-Niveau bis nahe des Zünd-OT und führt zum charakteristischen, lokalen Turbulenz-Maximum im Bereich des Zündzeitpunkts.

Die erweiterte Umschlingung der Maskierung resultiert in einem 3-fach höheren Turbulenzniveau und ist der entscheidende Grund für das ausgesprochen gute Brennverhalten mit minimalem Vorzündbedarf. Im Gegensatz zur Simulation ist von einer verstärkten Abnahme der Ladungsbewegung bei Berücksichtigung des realen, früheren Einlass Schließt Zeitpunkts der 120° bzw. unmaskierten Variante auszugehen. Somit liefert die Simulation die Erklärung des differierenden motorischen Verhaltens. Das Niveau der Turbulenz durch optimierte Maskierung in Verbindung mit dem reduzierten Hub liegt im Vergleich zu konventionellen Motorkonzepten mit mechanisch variablen Nockenwellen zum Zündzeitpunkt um Faktor 3 bis 5 höher.

Abbildung 7.9 fasst nochmals anschaulich den außerordentlich großen Einfluss der Maskierung auf die Ladungsbewegung und Turbulenz zum Zündzeitpunkt zusammen. Dargestellt ist die Geschwindigkeitsverteilung im Brennraumschnitt durch die Zündkerze und damit gleichzeitig zwischen den zusammengehörigen Ventilpaaren bei 660° KW (60° KW vor Zünd-OT). In der isometrischen Darstellung ist die nahezu ideale Strömungsform des Tumble-Wirbels der 180° Maskierung bei deutlich höheren Geschwindigkeiten erkennbar. Im Vergleich dazu nimmt die Strömungsgeschwindigkeit mit reduziertem Umschlingungswinkel stark ab; sie zeigt eine weniger gerichtete Form und wird zunehmend vom komprimierenden Kolben überlagert.

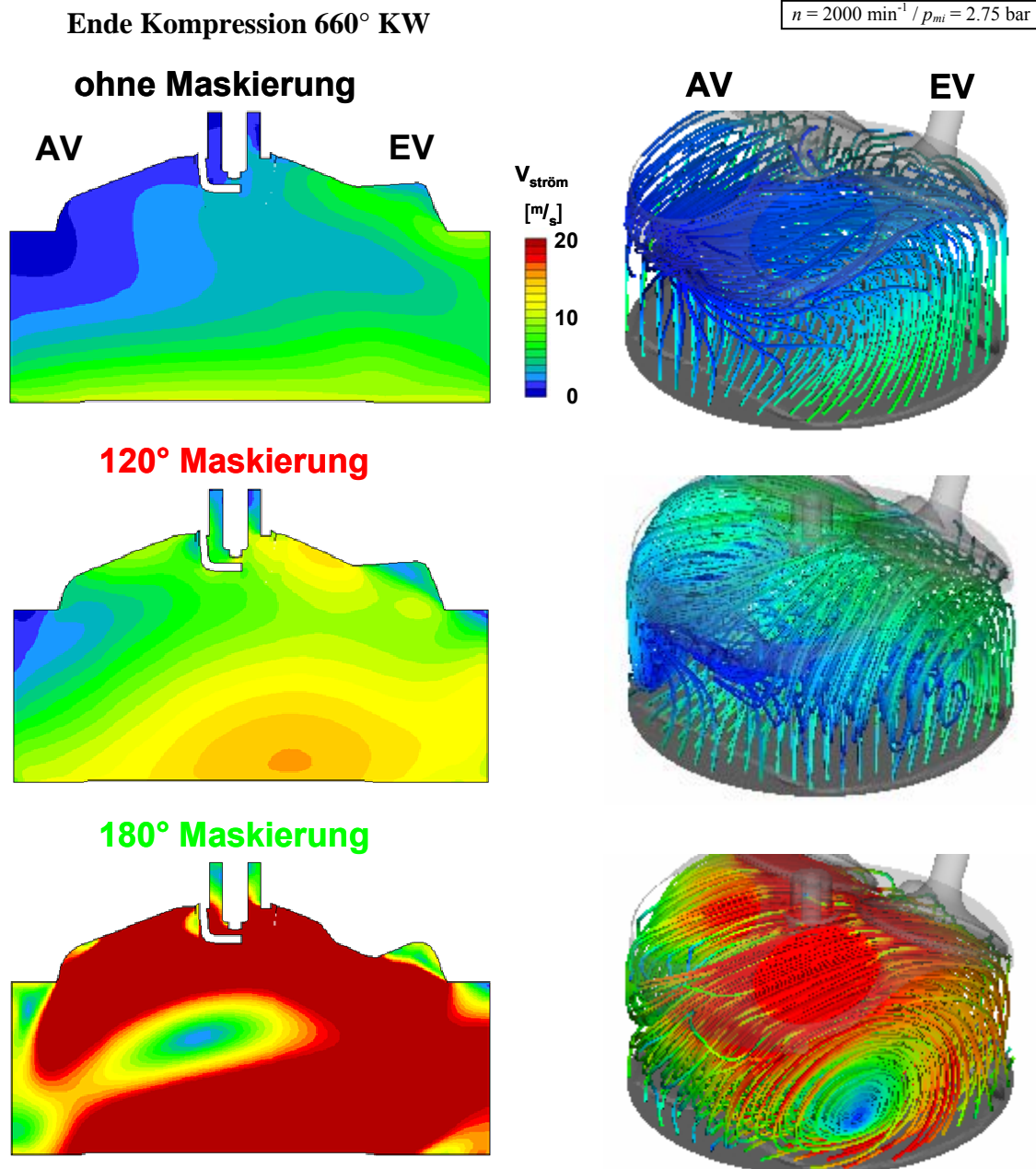


Abbildung 7.9: Strömungsgeschwindigkeit abhängig von der Maskierung bei 660° KW (CFD)

Bewertung der Zylinderinnenströmung mittels Transparentmotor

Der Transparentmotor wird zum Abgleich der realen Ladungsbewegung im Brennraum mit der berechneten Zylinderinnenströmung der CFD Simulation eingesetzt. Das Messprinzip des verwendeten Particle Image Velocimetry Verfahrens (PIV) beruht auf der Verfolgung von Teilchen (Tracer), die der einströmenden Frischluft zugegeben werden. Unter der Voraussetzung gleicher, lokaler Strömungsgeschwindigkeit der Tracer mit dem umgebenden Medium erlaubt die Auswertung von unmittelbar aufeinander folgenden Belichtungen über die Verschiebung eine Quantifizierung der Strömung hinsichtlich Richtung und Geschwindigkeit (Kapitel 10.7). Die Auswertung beschränkt sich prinzipbedingt auf eine Ebene senkrecht zur Bilderfassung. Analog zu den CFD Berechnungen wird die so genannte Lichtschnittebene erneut als Symmetrieebene durch die Zündkerze aufgespannt.

Der Transparentmotor ist als reiner 1-Zylinder ausgeführt, jedoch hinsichtlich des Zylinderkopfs, des nockenwellenlosen Ventiltriebs sowie dem verwendeten Kolben mit dem Aggregat der gefeuerten Untersuchungen identisch. In ersten Grundsatzversuchen wurde die Ladungsbewegung in der Einströmphase sowohl gefeuert wie auch im geschleppten Betrieb mit und ohne Kraftstoffeinspritzung vergleichend untersucht. Aufgrund der vernachlässigbaren Differenzen bei verringerten Ablagerungen im Schleppbetrieb ohne Einspritzung wurde diese Betriebsart für die Messungen festgelegt.

Abbildung 7.10 zeigt das Strömungsfeld der jeweiligen Zylinderkopfvarianten zum einen während der Ansaugphase bei geöffneten Einlassventilen sowie zum Ende der Kompression. Die Steuerzeiten entsprechen denen des gefeuerten Betriebs mit resultierend unterschiedlichem Einlass Schließt Zeitpunkt.

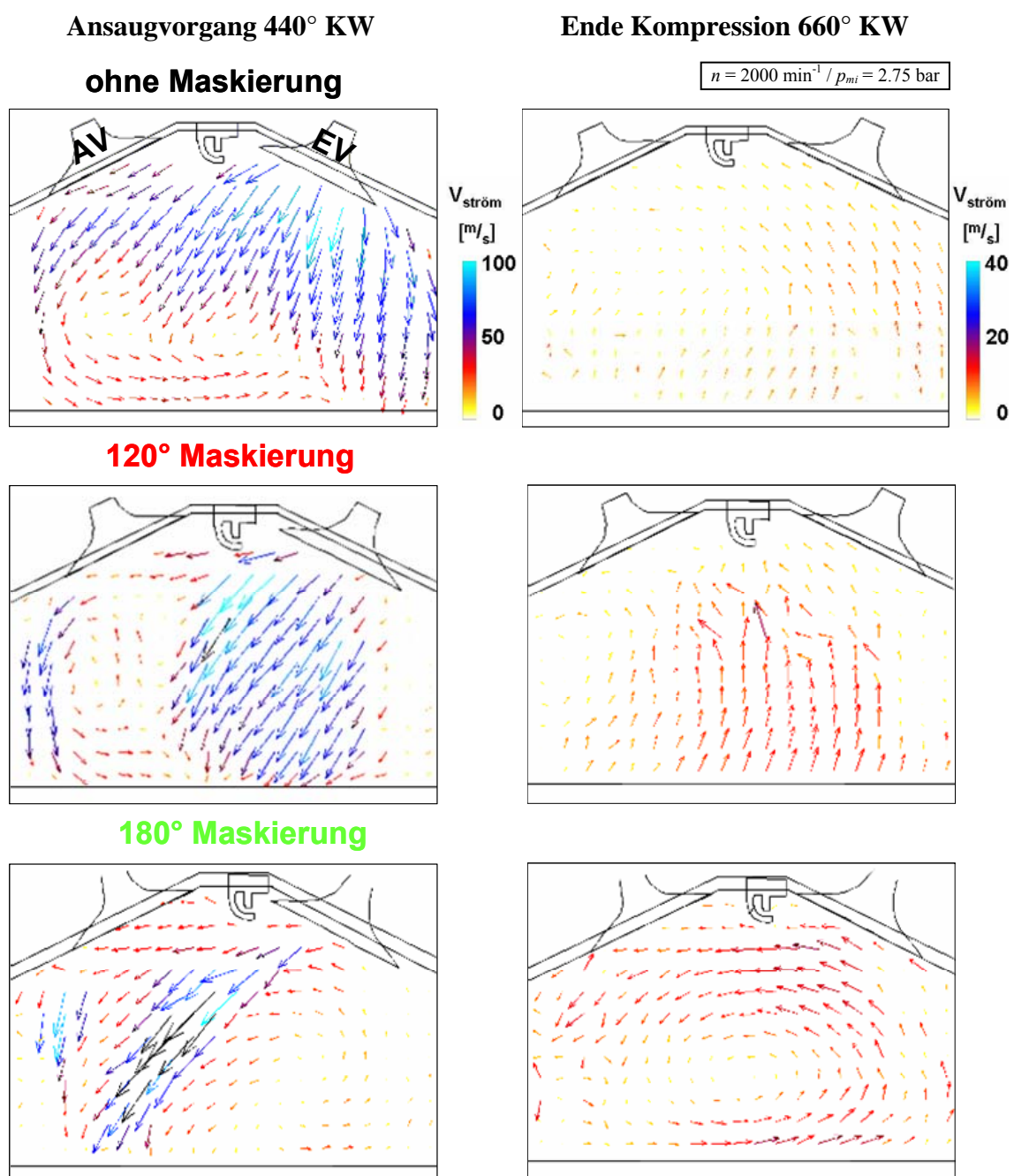


Abbildung 7.10: Strömungsgeschwindigkeit abhängig von der Maskierung (PIV – Transparentmotor)

Zur Interpretation der optischen Ergebnisse ist die differierende Farbskalierung aufgrund der unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten beim Ansaugvorgang bzw. in der anschließenden Kompression zu beachten. Erwartungsgemäß erfolgt das Einströmen der Frischluft ohne Maskierung nahezu gleichförmig ohne jegliche Ausrichtung über das gesamte geöffnete Einlassventil. In der Folge ist keine geordnete Strömungsstruktur erkennbar. Die 120° Maskierung zeigt zum betrachteten Aufnahmezeitpunkt in der Ansaugphase eine bedingt gerichtete Strömung, die jedoch im Vergleich zum erweiterten Umschlingungswinkel gleichmäßiger über den Ventilspalt verteilt ist. Nur die 180° Maskierung bewirkt eine ausgeprägte Ausrichtung der einströmenden Masse zur Ausbildung des Tumble-Wirbels. Der Bereich des Brennraums unterhalb der Einlassventile wird durch die Maskierung nahezu vollständig abgeschottet. Im Vergleich der Maskierungsvarianten zeigen sich trotz des geringeren Massenstroms die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten mit $v_{ström} > 100 \text{ m/s}$.

In Analogie zu den CFD Rechnungen gelingt zum Ende der Kompression nur mit der 180° Maskierung die Konservierung einer nennenswerten Ladungsbewegung in Form des Tumble-Wirbels. Dieser dissipiert im weiteren Verlauf bis zum Zündzeitpunkt nahezu vollständig in Turbulenz. Im Gegensatz dazu zeigen weder die 120° Maskierung noch der unmaskierte Zylinderkopf in der Betrachtungsebene durch die Zündkerze eine durch den Einströmvorgang induzierte Strömungsform; vielmehr ist die verdrängende Bewegung des Kolbens in Richtung Brennraumdach überlagert.

Die optischen Messungen am Transparentmotor bestätigen nachhaltig die theoretischen Simulationsergebnisse der CFD Berechnung. Gemeinsam stellen sie die geeigneten Werkzeuge zur Optimierung des Brennverfahrens dar und liefern die Erklärung für das unterschiedliche Brennverhalten der Maskierungsvarianten.

Zusammenfassung

Die fülligen Hubkurven mit resultierend Frühem Einlass Schließt führen in der Teillast zu einer massiven Abnahme der Ladungsbewegung. Ohne weitere Maßnahmen zur Verbesserung der Zylinderinnenströmung folgt bereits ohne Restgasverdünnung eine stark verschleppte Verbrennung. Trotz sehr früher Zündung resultiert eine nicht wirkungsgradoptimale Verbrennung, die der eigentliche Grund der unbefriedigenden Hochdruck-Kraftstoffverbräuche b_{iHD} bisheriger entdrosselten Brennverfahren ist.

Eine Ventilabschirmung über eine brennraumseitige Maskierung der Einlassventile führt zu einer gezielten Ausrichtung der einströmenden Masse. Neben dem Aufbau einer Tumble-Strömung resultiert ein deutlich späterer Einlass Schluss. Die verlängerte Einströmphase und kürzere Zeit der Expansion gegen die geschlossenen Ventile verstärkt den positiven Effekt auf die Ladungsbewegung. Aufgrund der größeren Druckdifferenz zum Einlass Schluss sind die Einströmgeschwindigkeiten erhöht.

Die konstruktive Ausführung der Maskierung ist für den Aufbau und die Konservierung der Ladungsbewegung entscheidend. Eine Erweiterung des Umschlingungswinkels auf 180° führt zu einer Verdreifachung des Turbulenzniveaus zum Zündzeitpunkt; gleichzeitig steigen jedoch die Drosselverluste. Dennoch zeigt nur die 180° Maskierung das erforderliche Brennverhalten für eine Optimierung der Entdrosselung.

7.3 Variation des Einlasshubs

Die folgenden Untersuchungen basieren ausschließlich auf dem Zylinderkopf mit der 180° Maskierung. Zur angestrebten Verbesserung des inneren Wirkungsgrads η_i müssen Maßnahmen zur Reduzierung der konstruktivbedingt höheren Ladungswechselarbeit infolge zusätzlicher Strömungsverluste entwickelt werden. Die optimierte Ladungsbewegung bildet hierfür eine hervorragende Ausgangssituation.

Thermodynamisches Verhalten bei Variation des Einlasshubs

Bereits bei der Untersuchung der mechanisch variablen Ventiltriebe wurde die Abhängigkeit der Ladungswechselverluste p_{mLW} vom wirksamen Öffnungsquerschnitt aufgezeigt. Ziel der folgenden Variation des Einlasshubs ist demnach die Reduzierung der Strömungsverluste am Ventilschlitz. Um eine überlagerte Beeinflussung durch die Restgasrückführung erneut auszuklammern, wird der nahezu überschneidungsfreie Betrieb durch Auslass Schließt sowie Einlass Öffnet im LW-OT vorerst beibehalten. Die motorischen Ergebnisse fasst Abbildung 7.11 zusammen.

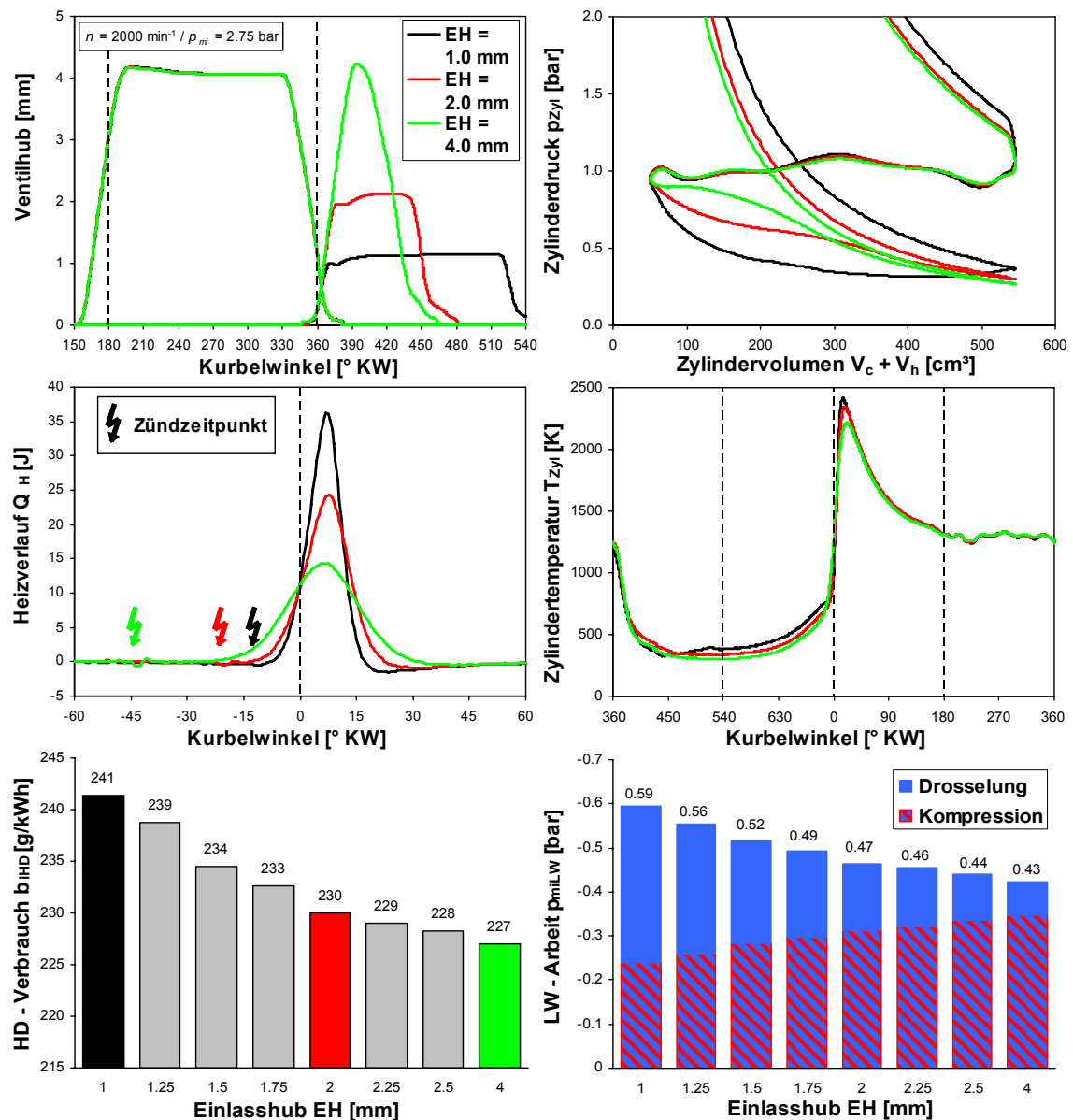


Abbildung 7.11: Thermodynamischer Vergleich Einlasshub Variation bei minimaler AGR

Grundsätzlich zeigt sich eine starke Beeinflussung des Brennverhaltens mit der Veränderung des Einlasshubs. Sowohl die Ladungswechselverluste als auch der Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil nehmen mit zunehmendem Hub deutlich ab. Der Gesamtwirkungsgrad, beschrieben durch den indizierten Kraftstoffverbrauch b_i , ist bei konstantem geringen Restgasgehalt $X_{AGR} \approx 8\%$ bei $EH = 4\text{ mm}$ maximal.

In Richtung geringer Hübe ist die Variation durch den Einlass Schluss im LW-UT begrenzt; bei fortgesetzter Reduzierung sinkt die Zylinderfüllung unter die erforderliche Masse zur Erzielung der indizierten Last von $p_{mi} = 2.75\text{ bar}$. Mit zunehmendem Einlasshub verringern sich die Strömungsverluste am Ventilsplatt als maßgebliche Anteile der Drosselverluste deutlich; der Zylinderdruck nähert sich bei geöffneten Einlassventilen dem Umgebungsdruck, so dass der Ladungswechselverlust einzig durch die Beeinflussung des Hubverlaufs um bis zu $\Delta p_{miLW} = 0.16\text{ bar}$ sinkt.

Die gesamte Ladungswechselarbeit teilt sich nach Kapitel 5 in den Drosselverlust links der Kompressionslinie sowie den Kompressionsverlust rechts der Kompressionslinie auf. Die Gesamtverbesserung wird maßgeblich durch die verringerten Drosselverluste bestimmt, die mit Erhöhung des Einlasshubs sogar um $\Delta p_{miLW, Drossel} = 0.28\text{ bar}$ abgesenkt werden können. Eine weitere Reduzierung des geringen, verbleibenden Anteils bei $EH = 4\text{ mm}$ ist zunehmend erschwert. Einerseits ist die Hubkurve bei hoher Ventilbeschleunigung bereits annähernd ballistisch ohne Erreichen eines Hubplateaus; andererseits ist die angesaugte Masse bei einem Zylinderdruck nahe dem Umgebungsdruck zunehmend durch das evakuierte Brennraumvolumen bestimmt (Kapitel 6.2).

Gegenläufig zur Reduzierung der Drosselverluste nehmen die Kompressionsverluste im Rahmen der Hubvariation um $\Delta p_{miLW, Komp} = 0.12\text{ bar}$ zu. Es zeigt sich, dass mittels der so genannten drosselfreien Laststeuerung zwar die reinen Drosselverluste auf ein Minimum der verbleibenden Strömungsverluste reduziert werden können, jedoch die wirksame Entdrosselung zur Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads durch die zunehmenden Kompressionsverluste begrenzt wird. Für die Güte des Ladungswechsels ist jedoch die gesamte Ladungswechselarbeit entscheidend, so dass eine drosselfreie Laststeuerung keineswegs mit einem idealisiert verlustfreien Ladungswechsel in der Teillast gleichgesetzt werden darf.

Bezogen auf den Kraftstoffverbrauch des Hochdruckteils b_{iHD} zeigt sich bei konstantem Restgasgehalt eine ungewöhnlich deutliche Verbesserung mit Zunahme des Einlasshubs. Dies überrascht zunächst umso mehr, als dass der Heizverlauf hin zu höherem Einlasshub eine starke Verschleppung gleichbedeutend mit einer verlangsamten Energieumsetzung bei ansteigendem Brennverzug aufweist. Da die idealisierte Gleichraumverbrennung mit vollständiger Energieumsetzung im Oberen Totpunkt anhand theoretischer Betrachtungen zum höchsten Wirkungsgrad führt, werden die thermodynamischen Verluste der realen ottomotorischen Verbrennung anhand der Abweichung zum Gleichraumprozess durch den Gleichraumgrad beschrieben [88]. Die reale Verbesserung des Hochdruckwirkungsgrads, trotz fallendem Gleichraumgrad gleichbedeutend mit zunehmend verschleppter Verbrennung, steht somit zunächst im Widerspruch zur Theorie.

Die Erklärung folgt aus der Analyse des Wandwärmeverlusts im geschlossenen System des Hochdruckteils als Resultat der Gesamtprozessanalyse (Anhang 10.5). Der Vergleich von $EH = 1$ mm zu 4 mm zeigt bei einer Differenz der Spitztemperatur im Brennraum von $\Delta T_{max} \approx 200$ K eine massive Reduzierung des Wandwärmeverlusts um bis zu $\Delta Q_W \approx 19$ %. Der frühere Einlass Schluss in Verbindung mit höherem Einlasshub führt infolge der längeren Expansion zu reduzierten Temperaturen im LW-UT (T_I in Abbildung 5.9). Die Differenz in der Starttemperatur ΔT_{start} bleibt in der anschließenden Kompression bis zum Zündzeitpunkt sowie darüber hinaus über den Verbrennungsablauf erhalten. Neben der Temperaturdifferenz zwischen Verbrennungsgas und Zylinderwand bestimmt der Wärmeübergangskoeffizient α nach dem Newton Ansatz die Höhe des Wärmestroms bei konvektiver Wärmeübertragung. Sein Zahlenwert hängt in mehrdimensionaler Weise von den Strömungsbedingungen ab. Eine verringerte Ladungsbewegung im Brennraum bei zunehmendem Einlasshub hat demnach ebenso einen positiven Einfluss auf den Wärmeverlust durch verringerten Anteil der erzwungenen Konvektion [72], [89]. Allein die reduzierten Verluste des Wärmeübergangs würden theoretisch zu einer nochmals größeren Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs im Hochdruckteil führen, jedoch sind die Nachteile des verringerten Gleichraumgrads überlagert. Der Wirkungsgradnachteil der verschleppten Verbrennung wird dennoch deutlich überkompensiert.

Die Abnahme der Brenngeschwindigkeit geht mit einer Vervierfachung des Vorzündbedarfs bei höheren Einlasshuben einher. Bei nahezu konstanter Zusammensetzung der Zylinderfüllung ist eine starke Veränderung der Ladungsbewegung in Abhängigkeit vom Einlasshub anzunehmen. Infolge der geringen Ladungsverdünnung sind die Anforderungen an die Zylinderinnenströmung gering und somit unabhängig vom Einlasshub trotz teilweise hohem Vorzündbedarf ausreichend erfüllt; der beste Gesamtwirkungsgrad wird demzufolge bei maximalem Einlasshub erreicht.

Die Erhöhung der Ladungsverdünnung zur fortgesetzten Entdrosselung (Kapitel 7.4) lässt jedoch eine massive Abhängigkeit des Brennverhaltens von der Zylinderinnenströmung erwarten. Der diskutierte Betriebspunkt erweist sich durch Vermeidung der überlagerten Rückwirkung des Restgases als besonders geeignet, ein vertieftes Verständnis für den Einfluss des Einlasshubes auf das Brennverhalten zu erlangen.

Im Weiteren wird ein verbrennungsdiagnostisches Messverfahren zur Charakterisierung der Flammengeschwindigkeit in der frühen Verbrennungsphase eingesetzt. Hierzu wird die konventionelle Zündkerze durch eine Lichtleiterzündkerze mit vergleichbarem Wärmewert und identischer Funkenlage bei gleicher Zündenergie ersetzt. In definiertem, radialem Abstand von den Zündelektroden sind insgesamt 8 Lichtleiter angeordnet. Das Messprinzip beruht auf der Auswertung der Helligkeitsintensität der Flamme hervorgerufen durch die Strahlung von Radikalen, die unmittelbar in der Flammenfront gebildet werden. Gemessen wird die Zeit zwischen dem Zündzeitpunkt und dem Überschreiten einer definierten Helligkeitsschwelle am jeweiligen Lichtleiter. Das Überschreiten der Schwelle als Indikator der frühen Flammenfront ist mit einer einfachen Lichtschranke vergleichbar. Aus der sensorspezifischen Dauer folgt bei bekanntem Abstand die gemessene Geschwindigkeit der Flamme vom Zündort.

Im Regelfall sind diese Flammengeschwindigkeiten (blau) in Richtung der jeweiligen Sensoren individuell verschieden, da sich die Flammengeschwindigkeit vektoriell aus der Ausbreitungsgeschwindigkeit (rot) sowie der überlagerten Bewegung des Flammenkerns (schwarz) zusammensetzt (Abbildung 10.5). Unter der stark vereinfachten Annahme einer homogenen Ausbreitung der Flamme in alle Richtungen kann eine mittlere Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme (Zunahme der Flammenfläche bzw. Radius einer flächengleichen Kreisscheibe) berechnet werden. Aus der Differenz der Kreisflächen gebildet durch die Radien der gemessenen Flammengeschwindigkeit sowie der theoretischen, mittleren Ausbreitungsgeschwindigkeit folgt über eine mathematische Parameteranpassung nach dem Gauss-Newton-Marquardt-Verfahren die überlagerte Transportgeschwindigkeit des Flammenkerns hinsichtlich Geschwindigkeit und Winkellage (Anhang 10.4). Die Transportgeschwindigkeit wird durch das Strömungsfeld im Bereich der Zündkerze bestimmt. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit ist hingegen neben der mittleren Strömung vor allem von der Turbulenz sowie den thermodynamisch veränderlichen Bedingungen in der Flammenfront geprägt. Sie zeigt demnach eine hohe zeitliche Abhängigkeit im Verlauf der Verbrennung, so dass die Erfassung der Flammengeschwindigkeit zu diesem frühen Zeitpunkt der Verbrennung hier lediglich als Ausgangspunkt der weiteren Energieumsetzung zu interpretieren ist. Auf die komplexen Mechanismen der Brenngeschwindigkeit wird im weiteren Verlauf der Arbeit noch eingegangen (Kapitel 8.2). In Abbildung 7.12 sind die Flammengeschwindigkeiten für verschiedene Einlasshübe als Oktogone dargestellt. Die achteckige Form ergibt sich aus den exemplarisch blau hinzugefügten Flammengeschwindigkeiten in Richtung der 8 Sensorpositionen.

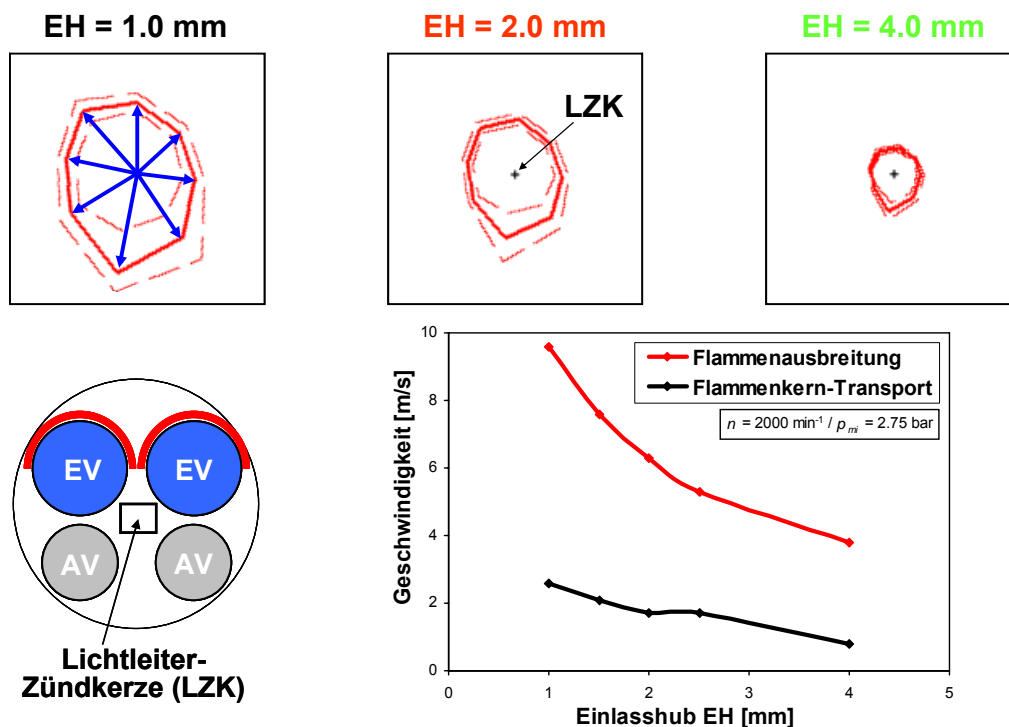


Abbildung 7.12: Flammengeschwindigkeiten abhängig vom Einlasshub (VisioFlame)

Die fett gedruckten Linien geben den Mittelwert aus 100 Zyklen wieder. Über die gestrichelte Darstellung ist zudem eine Aussage über die Schwankungsbreite anhand der Standardabweichung enthalten.

Der Vergleich des Geschwindigkeitsprofils mit Messungen am Transparentmotor zeigt, dass durch die Verknüpfung der 8 Einzelgeschwindigkeiten ein qualitativer Übertrag auf den realen Flammenkern zum Zeitpunkt der Helligkeitsüberschreitung möglich ist (Anhang 10.4). Die mathematische Aufteilung in die mittlere Ausbreitungsgeschwindigkeit (rot) sowie die Transportgeschwindigkeit des Flammenkerns (schwarz) ist dem Diagramm in Abhängigkeit vom Einlasshub zu entnehmen.

Es bestätigt sich das hervorragende Brennverhalten bei reduzierten Hüben anhand eines stabilen Flammenkerns; die Flamme breitet sich als Folge des Tumble-Wirbels ideal in Richtung der Auslassventile aus. Mit zunehmendem Einlasshub nehmen sowohl die Ausbreitungs- als auch die Transportgeschwindigkeit massiv ab; relativ zum minimalen Hub ist die zusammengefasste Flammengeschwindigkeit bei einem Einlasshub von $EH = 4 \text{ mm}$ mehr als halbiert. Die Abnahme der Flammengeschwindigkeit korreliert mit der Brenngeschwindigkeit und dem zunehmenden Brennverzug. Bei identischer Zylinderzusammensetzung deutet dieses Verhalten abermals auf eine deutliche Beeinflussung der Ladungsbewegung hin. Da im Gegensatz zu der vorherigen Untersuchung die optimierte 180° Maskierung beibehalten wurde, ist eine hohe Abhängigkeit der Zylinderinnenströmung vom Einlasshub anzunehmen.

Bewertung der Zylinderinnenströmung mittels Simulation

Abbildung 7.13 fasst das Ergebnis der CFD Berechnung zur Zylinderinnenströmung zusammen. Zugrunde gelegt sind im Gegensatz zur Berechnung der Maskierungsvarianten (Abbildung 7.8) die realen Steuerzeiten und somit der deutlich variierende Frühe Einlass Schluss in Abhängigkeit vom Einlasshub.

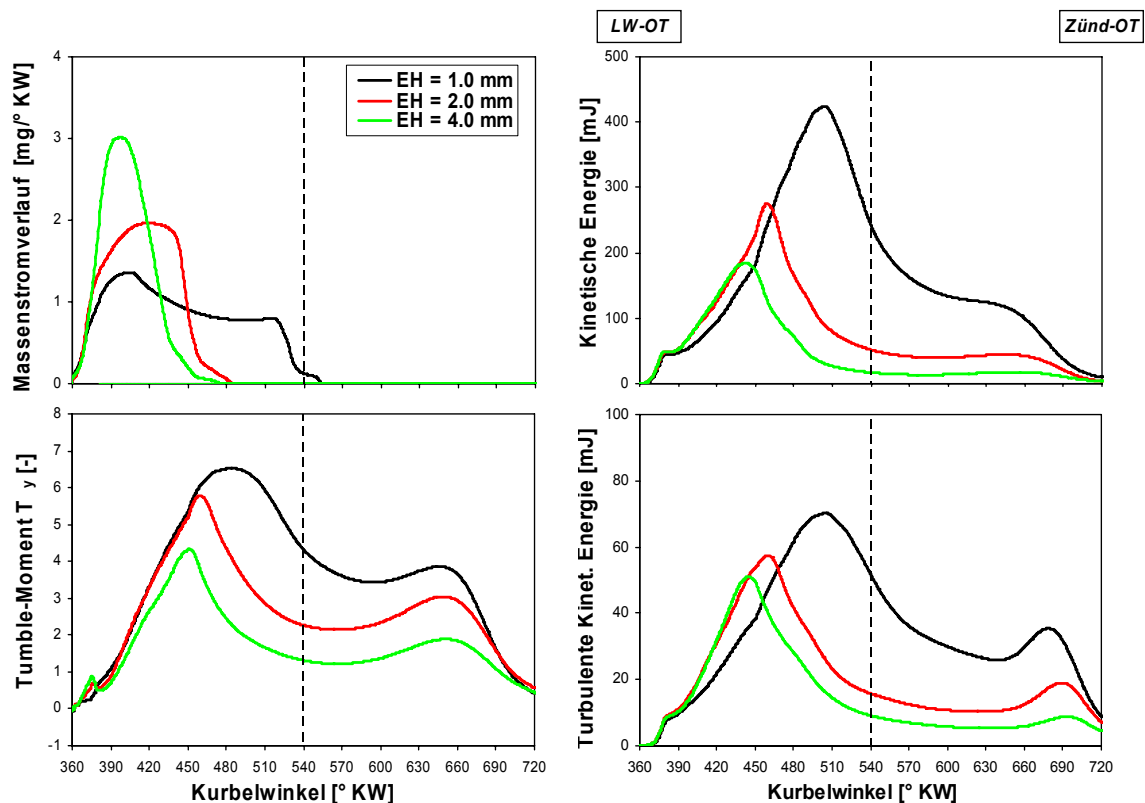


Abbildung 7.13: Zylinderinnenströmung abhängig vom Einlasshub (CFD Simulation)

In der Ansaugphase unmittelbar nach LW-OT verläuft der Tumble-Aufbau noch weitgehend identisch. Die Hubhöhe allein hat hier nur einen untergeordneten Einfluss auf den Aufbau des Tumble-Niveaus, da die Verläufe von $EH = 1$ mm sowie 2 mm bis ca. 450° KW identisch verlaufen. Lediglich bei einem Einlasshub von $EH = 4$ mm zeigt sich ein leicht geringerer Gradient bei der Generierung der angestrebten Strömungsform. Da der Einlasshub hier im Hubverlauf zum Teil oberhalb der Maskierungshöhe liegt, ist die abschirmende Wirkung der Maskierung vermindert. Einen ähnlichen Verlauf zeigt die Kinetische Energie; das vergleichbare Energieniveau bis zum Zeitpunkt 450° KW stellt sich bei den betrachteten Hübten jedoch nur aufgrund deutlich unterschiedlicher einströmender Massen ein. Während der Impuls bei hohem Hub aus der deutlich größeren Masse bei relativ geringen Strömungsgeschwindigkeiten resultiert, folgen bei reduzierten Hübten maßgeblich höhere Strömungsgeschwindigkeiten infolge der Druckdifferenz zwischen Saugrohr und Zylinder.

Entscheidend für die Gesamtbetrachtung ist der weitere zeitliche Verlauf der Ansaugphase. Da die erforderliche Frischluftfüllung mit hohem Einlasshub bereits den Brennraum erreicht hat, nimmt die Kinetische Energie und parallel das Tumble-Moment im Brennraum mit frühem Einlass Schluss vorzeitig ab. Im Gegensatz dazu steigt die Kinetische Energie bei den reduzierten Hübten als Folge des fortgesetzten Massenstroms bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten weiter an. Die maximale Kinetische Energie im Brennraum ist im Vergleich von $EH = 1$ mm zu 4 mm mehr als verdoppelt und liegt zudem deutlich näher zum Zündzeitpunkt, was die Dissipation in der Kompressionsphase entscheidend verringert.

Bezogen auf die verbrennungsrelevante Turbulenz zum Zündzeitpunkt profitiert demnach das Brennverfahren bei reduziertem Hub von der verlängerten Einstromphase mit höheren Einstromgeschwindigkeiten. Das Turbulenzniveau ist in einem weiten Bereich mittels des Einlasshubs einstellbar. Entscheidend ist hierbei jedoch weniger die direkte Wirkung des Einlasshubs im Zusammenspiel mit der Maskierungshöhe, sondern vielmehr die indirekte Wirkung des Einlass Schließt Zeitpunkts.

Während die konstruktive Optimierung des Umschlingungswinkels der Brennraum-maskierung eine Verdreifachung der Turbulenz ermöglicht, kann die erforderliche Ladungsbewegung im motorischen Betrieb über den Einlasshub bedarfsgerecht eingestellt werden. Die Verfünffachung des Turbulenzniveaus bei optimierter Maskierung bestätigt den nockenwellenlosen Ventiltrieb mit voller Hubvariabilität als idealen Versuchsträger zur Darstellung des Potenzials entdrosselter Brennverfahren.

Bewertung der Zylinderinnenströmung mittels Transparentmotor

Den entscheidenden Einfluss des Einlass Schlusses auf die Ladungsbewegung wird durch die Strömungsgeschwindigkeiten am Transparentmotor in Abbildung 7.14 bestätigt. Dargestellt ist erneut die Lichtschnittebene durch die Zündkerze bei verschiedenen Einlasshübten zu einem frühen bzw. späten Zeitpunkt im Ansaugtakt. Der eigentliche Ansaugvorgang ist zum frühen Zeitpunkt 450° KW bei $EH = 4$ mm infolge des frühen Einlass Schlusses jedoch bereits beendet, so dass sich hier die Expansion gegen die geschlossenen Ventile zeigt. Gleiches gilt für den späteren Zeitpunkt 510° KW bei $EH = 2$ mm, während der Ansaugvorgang bei $EH = 1.0$ mm und weiterhin geöffneten Einlassventilen anhält.

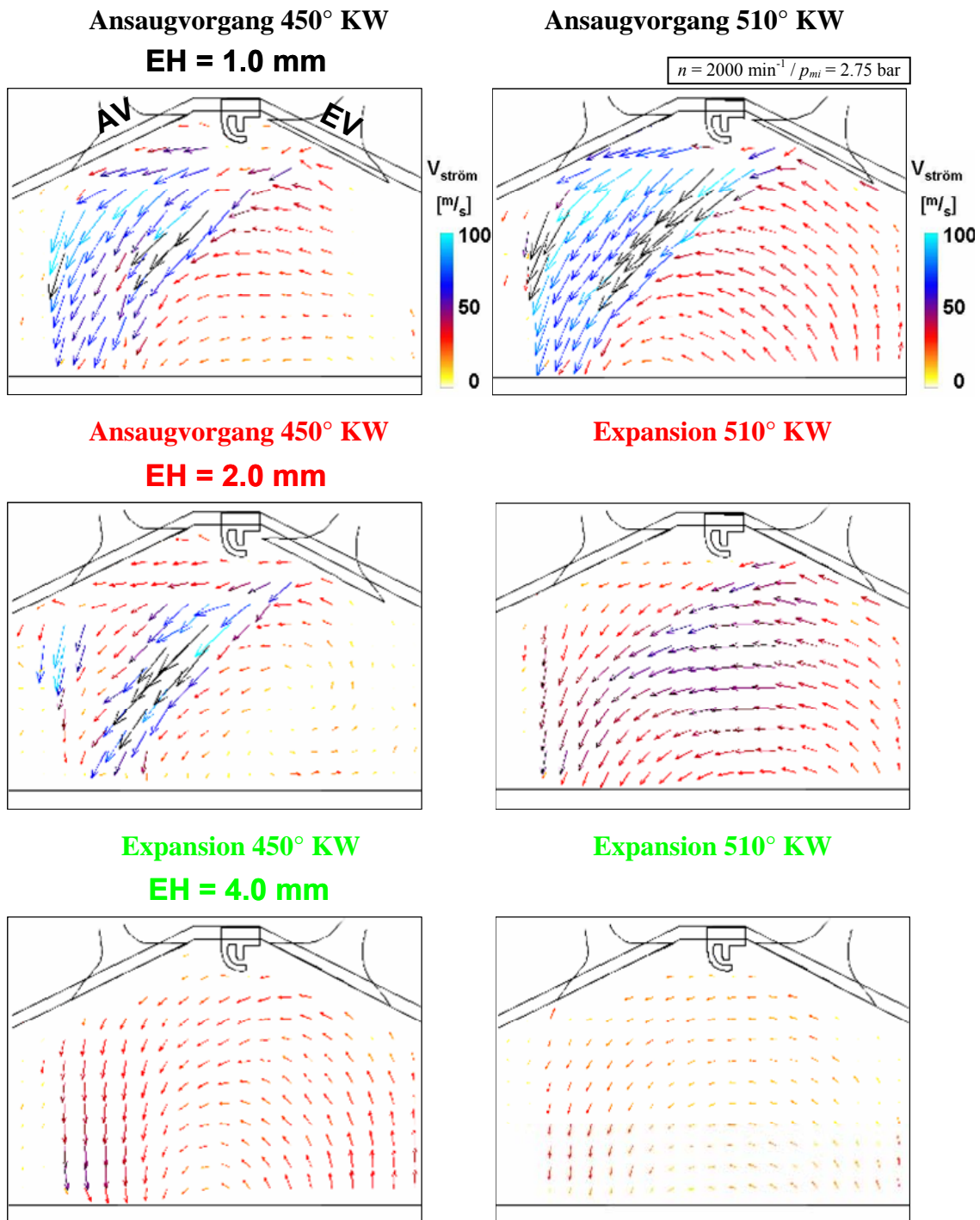


Abbildung 7.14: Strömungsgeschwindigkeit abhängig vom Einlasshub (PIV – Transparentmotor)

Die Strömungsgeschwindigkeiten sind bei 450° KW in Übereinstimmung mit der CFD Berechnung bei $EH = 1$ bzw. 2 mm höher. Die Einströmphase ist bei höchstem Hub abgeschlossen und zeigt den charakteristischen Tumble-Wirbel. Die Tumble-Intensität, quantifiziert an der Änderung der Strömungsgeschwindigkeit im Vergleich der abgebildeten Zeitpunkte, nimmt im Laufe der 60° KW ab. Die Gründe liegen zum einen in der Zunahme des theoretischen Tumble-Radius gebildet durch den momentanen Schwerpunkt des Zylindervolumens zum Kolbenboden; zum zweiten ist das Tumble-Moment idealisiert bestenfalls konstant, da keine weitere Masse nachströmt und durch hohe Strömungsgeschwindigkeit die Wirbelstruktur unterstützt.

Jener Fall liegt bei $EH = 1$ mm vor, wo die Strömungsgeschwindigkeit im Vergleich der betrachteten Zeitpunkte bei gleichem Plateauhöhe aufgrund der größeren Druckdifferenz nochmals zunimmt. Im ausgedehnten zweiten Quadranten werden hierbei nahe dem Unteren Totpunkt Strömungsgeschwindigkeiten $v_{ström}$ von teilweise deutlich über 100 m/s erreicht, während bei höheren Hubs die Maxima bei der Hälfte bzw. einem Viertel liegen. Wie bereits gezeigt, entscheidet das Ladungsbewegungsniveau nach Abschluss der Einströmung über die Turbulenz zum Zündzeitpunkt. Die optischen Messungen am Transparentmotor sowie die CFD Berechnungen erklären somit übereinstimmend die deutlich unterschiedlichen Zündwinkel bei vergleichbarer Zylinderzusammensetzung über die gerichtete Strömung sowie maßgeblich die Turbulenz zum Zündzeitpunkt in Abhängigkeit vom Einlasshub.

Zusammenfassung

Bereits die reine Variation des Einlasshubs bietet in Verbindung mit der optimierten 180° Maskierung ein deutliches Entdrosselungspotenzial; die überschneidungsfreien, restgasminimierten Steuerzeiten bedingen hierbei ein hohes Ausgangsniveau. Mit der übergeordneten Reduzierung der Drosselverluste bei Erhöhung des Hubs steigen jedoch ebenso die Kompressionsverluste. Gleichzeitig sinkt das Ladungsbewegungsniveau in hoher Abhängigkeit vom Einlass Schluss und somit indirekt vom Einlasshub. Als Folge steigt der Brennverzögerung deutlich an und geht mit zunehmender Verschleppung der Verbrennung einher. Über die abgesenkten Temperaturen im LW-OT durch fortgesetzt früheren Einlass Schluss wird das gesamte Temperaturniveau des Hochdruckteils verringert. In der Folge ergibt sich trotz der Abweichung vom Gleichraumgrad ein deutlich verbesserter Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil.

Neben der Reduzierung der Drosselverluste bedeutet die Beeinflussung des Hochdruckteils über die Starttemperatur der Kompression T_{start} anhand des Frühen Einlass Schluss eine weitere, entscheidende Stellgröße zur Beeinflussung des Brennverfahrens. Zu beachten ist jedoch die aufgezeigte Rückwirkung auf die Ladungsbewegung. Eine gezielte Generierung von Ladungsbewegung erfordert eine zusätzlich aufzubringende Arbeit in der Ansaugphase.

Hieraus leitet sich ganz grundsätzlich eine Unterscheidung zu Brennverfahren der so genannten „drosselfreien Laststeuerung“ ab. Die Benennung dieser Verfahren beschreibt bereits die ausschließliche Fokussierung auf die Reduzierung der Drosselverluste. Im Gegensatz dazu wird im weiteren Verlauf die volle Variabilität zur Entwicklung eines Brennverfahrens genutzt, in dem die voll flexible Ventilsteuerung intelligent zur bedarfsgerechten Optimierung des Brennverhaltens verwendet wird.

7.4 Ladungsverdünnung durch Abgasrückführung

Nachdem eine Reduzierung des Ladungswechselverlusts allein durch die Minimierung des Drosselverlusts begrenzt ist, muss zudem der Kompressionsverlust verringert werden. Bei Einlass Schluss vor LW-UT ist der Kompressionsverlust vom Druck im Unteren Totpunkt sowie vom schwach veränderlichen Isentropenexponenten abhängig. Eine Reduzierung bedingt demnach eine Druckerhöhung zum Beginn der Kompression.

Nach der idealen Gasgleichung ist eine Beeinflussung des Drucks p_{start} im Unteren Totpunkt lediglich über die Gesamtmasse oder über die Temperatur T_{start} möglich. Nimmt man aufgrund des überwiegenden Anteils der Frischluft an der Gesamtfüllung eine in erster Näherung konstante Mischungstemperatur der Zylinderfüllung an, so ist der Kompressionsverlust umgekehrt proportional zur Gesamtmasse. Bei stöchiometrischem Luftverhältnis und konstanter innerer Last verbleibt lediglich eine Erhöhung der inerten Restgasmasse an der Gesamtfüllung. Im Weiteren werden daher sowohl die externe als auch die interne Abgasrückführung betrachtet. Während sich der Einfluss der externen Rückführung im Wesentlichen auf die Masse beschränkt, wird bei der internen Rückführung ebenso die Mischungstemperatur beeinflusst.

Interne Abgasrückführung

Aus den unterschiedlichen Strategien zur Restgasrückführung bei variabler Ventilsteuerung (Kapitel 4.3) hat sich in der Literatur in Verbindung mit der ausschließlich betrachteten äußeren Gemischbildung die Einlasskanalrückführung als zielführend erwiesen. Als Grund wird vorrangig die verbesserte Gemischbildung aufgrund einer erhöhten Temperatur der Ansaugluft im Saugrohr genannt.

In ersten Versuchen mit innerer Gemischbildung zeigte sich ein differenziertes Verhalten, da die vom heißen Restgas ans Saugrohr abgegebene Wärme hier rein als Verlust zu werten ist. Zudem resultiert die Kombination mit der durchflussmindernden Maskierung in erhöhten Strömungsverlusten. Die Abhängigkeit des Restgasgehalts von der Steuerzeit Einlass Öffnet ist entsprechend gering, so dass für hohe Restgasanteile gerade in Verbindung mit reduzierten Einlasshuben ein äußerst frühes Öffnen der Einlassventile notwendig wird.

Zur Unterstützung der Gemischbildung sowie zur Ausnutzung der thermischen Entdrosselung des heißen, internen Restgases zeigt die Auslasskanalrückführung bei innerer Gemischbildung die besten Ergebnisse. Das optimale Öffnen der Einlassventile wird vorrangig zur Reduzierung der Strömungsverluste in der Ansaugphase genutzt. Um möglichst große, wirksame Öffnungsquerschnitte bereit zu stellen, erweist sich ein Einlasshubplateau bereits unmittelbar zum LW-OT als vorteilhaft. Aus dem resultierenden, konstanten Einlass Öffnet bei $E\ddot{O} \approx 330^\circ$ KW folgt lediglich ein geringes Rückströmen ins Saugrohr als Folge der minimalen Druckdifferenz sowie der Drosselung der Maskierung. Insgesamt ist der Einfluss der Steuerzeit Einlass Öffnet bei Auslasskanalrückführung untergeordnet.

Die Steuerung des zurückgesaugten Restgases erfolgt maßgeblich durch das Schließen der Auslassventile. Die Überschneidungsflächen nehmen sehr große Ausmaße an, deren Folgen auf das motorische Verhalten und vor allem die numerische Abbildung der Strömungsverhältnisse zur Massenbilanzierung in der Literatur kritisch bewertet werden [46], [57], [59], [68], [77], [86]. Während die instationären Druckverhältnisse in Saugrohr, Zylinder und Krümmer bereits bei konventionellen Motoren besondere Beachtung bei großer Überschneidungsfläche erfordern, sind die Randbedingungen bei entdrosselter Laststeuerung nochmals deutlich verschärft.

Die Grundvoraussetzung für eine verlässliche Bestimmung der Zylinderfüllung ist die größtmögliche Messgenauigkeit der Niederdruckverläufe in unmittelbarer Nähe der Ventile. Die verfügbaren Berechnungsverfahren bis hin zur CFD Simulation führten dennoch nicht zu verwertbaren Ergebnissen bei reduzierten Einlasshuben, so dass umfangreiche Messungen am stationären Strömungsprüfstand sowie Modifikationen in der Bilanzierung der Gesamtprozessanalyse erforderlich wurden (Anhang 10.5).

Der Schlüssel zum Erfolg zeigte sich über eine bislang nicht berücksichtigte, mehrdimensionale Beeinflussung der Durchflussbeiwerte α_K in Abhängigkeit vom Durchfluss der gegenüberliegenden Ventilaare. Die konventionelle Vorgehensweise zur Bestimmung der Durchflussbeiwerte ohne Berücksichtigung der gegenüberliegenden Ventile führt bei Verwendung einer Maskierung zu deutlich verfälschten Ergebnissen. Die Auswirkung einer ausgeprägten Überschneidung in Kombination mit der entdrosselten Laststeuerung wird zusammen mit den zwingend erforderlichen Anpassungen am Versuchsträger und den Berechnungsverfahren im Anhang beschrieben. Erst der hohe Aufwand zur Bestimmung und Berücksichtigung des korrekten Durchflussbeiwerts in Abhängigkeit von Hub, Überschneidung und Strömungsrichtung ermöglicht eine verlässliche Abbildung der Massenstromverläufe. Mittels hochgenauer Volumenstrommessung der angesaugten Frischluft konnte exemplarisch die sehr gute Übereinstimmung von Messung und Berechnung nachgewiesen werden. Nur die im Rahmen der Arbeit entwickelten Maßnahmen sichern die hohe Aussagekraft der Gesamtprozessanalyse zur Bewertung des Brennverhaltens auch beim Übergang auf die entdrosselte Laststeuerung.

Thermodynamisches Verhalten bei interner Abgasrückführung

Neben der Reduzierung der Wärmeverluste ist das Ziel der Erhöhung des Restgasanteils die Reduzierung der Ladungswechselarbeit durch Senkung des Kompressionsverlusts. Die inerte, an der Verbrennung unmittelbar nicht beteiligte Restgasmasse erhöht die Gesamtmasse. Vernachlässigt man die geringe Veränderung des Wirkungsgrads, so wird der volumenbezogene Gemischheizwert bei konstanter Gemischfüllung durch die zusätzliche Masse reduziert (Kapitel 4.3). Bei gedrosselten Konzepten ist für eine identische Last eine höhere Füllung und somit über einen höheren Saugrohrdruck eine Entdrosselung gegeben. Übertragen auf entdrosselte Brennverfahren wirkt sich der höhere Füllungsbedarf bei geänderter Zusammensetzung auf den Schließzeitpunkt der Einlassventile aus. Während der Gesamtmassenstrom in der Ansaugphase ohne Überschneidung allein aus der Frischluft besteht, teilt sich die angesaugte Masse bei gleichzeitigem Öffnen entsprechend den Druckverhältnissen auf Einlass- und Auslassseite auf. Für gleiche Frischluftmasse resultiert eine längere Öffnungsdauer der Einlassventile. Die kürzere Expansionsphase bis zum Unteren Totpunkt des Ladungswechsels führt zu einem höheren Startdruck der Kompression und somit zur angestrebten Reduzierung des Kompressionsverlusts; darüber hinaus wird die Zylindertemperatur angehoben. Während der Isentropenexponent der veränderten Zylinderfüllung gemäß der prinzipiellen Betrachtung in Kapitel 4.3 in der Kompression sinkt, unterstützt die höhere Zylindertemperatur die Reduzierung des Ladungswechselerlusts durch zusätzliche thermische Entdrosselung. Die Verdampfung profitiert von der Abnahme des Kraftstoff-Partialdrucks mit zunehmender Temperatur.

Das zurückgeführte Restgas setzt sich überwiegend aus den Produkten der vollständigen Verbrennung Wasser H_2O und Kohlendioxid CO_2 des vorangegangenen Arbeitsspiels zusammen. Zudem sind in geringer Konzentration die unerwünschten Komponenten Kohlenmonoxid CO (unvollständige Verbrennung) sowie zusammengefasste, unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC im zurückgesaugten Abgas enthalten. Durch erneute Teilnahme an der Verbrennung kann der andernfalls verlorene Heizwert dieser Komponenten genutzt werden, was gleichzeitig die kritische Schadstoffemission senkt.

Abbildung 7.15 zeigt das thermodynamische Verhalten bei interner Restgasvariation durch Späten Auslass Schluss bei symmetrischen Einlasshüben von $EH = 2$ mm. Zur sicheren Vermeidung einer Kurzschlusspülung von Frischluft in den Krümmer während der Überschneidung ist der stationäre Saugrohrdruck gegenüber dem Druck im Krümmer über die Drosselklappe um $\Delta p = 25$ mbar reduziert.

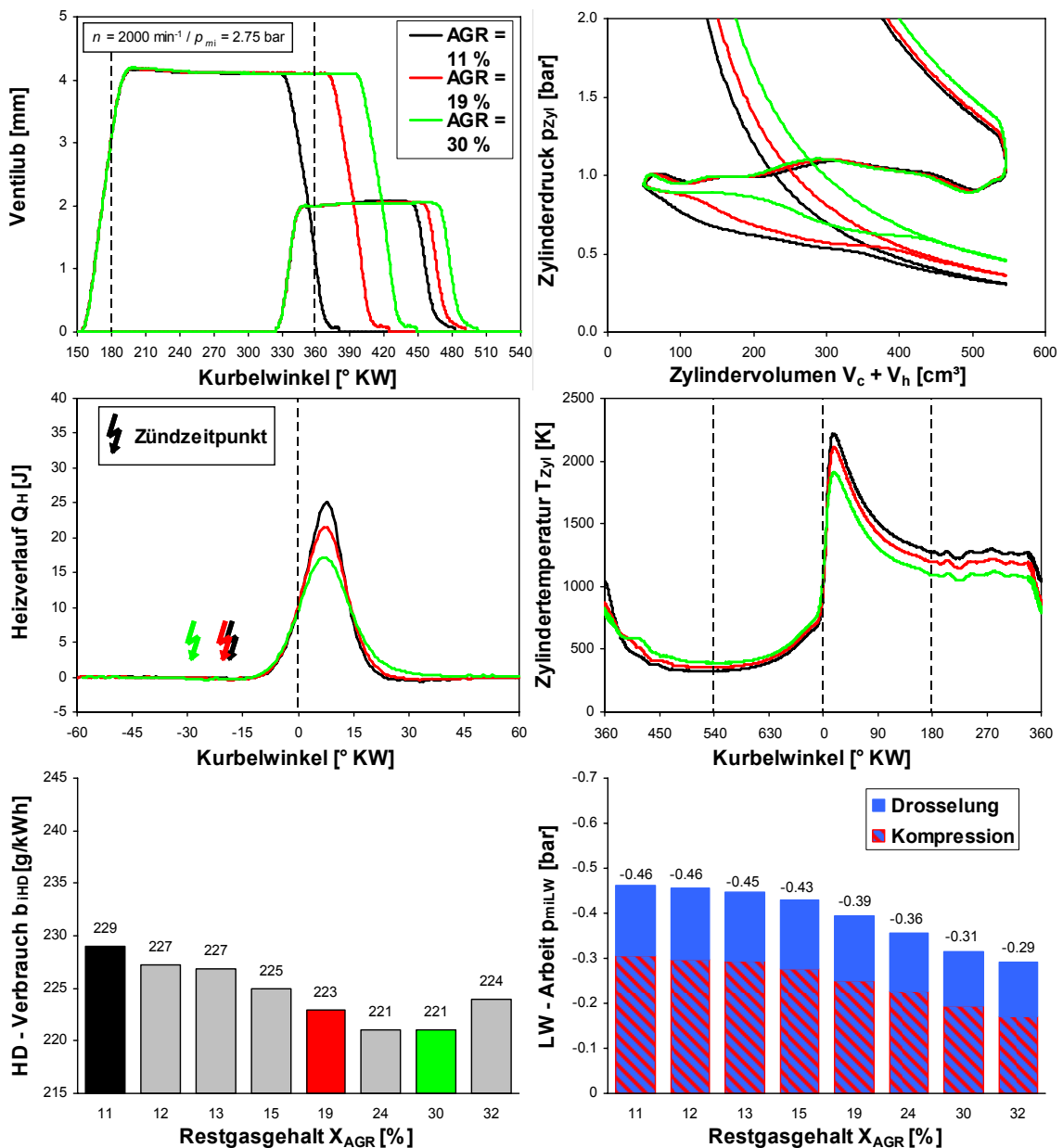


Abbildung 7.15: Thermodynamischer Vergleich interne AGR Variation

Die hervorragende Stabilität des Brennverfahrens zeigt sich in Form einer hohen Ladungsverdünnung mit maximalem Restgasanteil von $X_{AGR} > 30\%$ an der Gesamtfüllung. Während alle bisher untersuchten entdrosselten Laststeuerverfahren im Vergleich zur Drosselregelung eine geringere Ladungsverdünnung aufweisen, gelingt somit erstmals eine Erhöhung der Restgasverträglichkeit bei Laststeuerung über FES. Trotz reduziertem Mitteldruck im Hochdruckteil und damit geringerer Gemischfüllung wird der maximale Restgasanteil des Referenzmotors um mehr als 10 % übertroffen.

In der Folge sinken die Ladungswechselverluste deutlich auf Werte $p_{miLW} \approx 0.3$ bar. Die Reduzierung der Ladungswechselsarbeit ist dabei proportional zur Zunahme des Restgasanteils. Anhand der Ladungswechselschleifen sowie der Aufteilung der Ladungswechselsarbeit folgt die Reduzierung vorrangig aus der Verringerung des Kompressionsverlusts, wobei auch der Drosselverlust nochmals abgesenkt werden kann. Dabei gilt es zunächst, die mit dem Anstieg der überströmenden Massen steigenden Strömungsverluste durch zusätzliches Rücksaugen des Abgases aus dem Krümmer zu kompensieren. Bei ausgeprägter Überschneidung verbleibt der Druck in der Ansaugphase unmittelbar nach LW-OT nahezu auf dem moderat angedrosselten Saugrohrdruckniveau. Erst mit dem Schließen der Auslassventile wird der wirksame Querschnitt auf die Einlassventile beschränkt, was eine zunehmende Drosselung am Ventilsplatt und somit das Abknicken der Ansauglinie zur Folge hat. Das späte Schließen der Auslassventile führt demnach nicht nur über die Erhöhung der Gesamtmasse zu Vorteilen im Kompressionsverlust, sondern senkt ebenso über den erweiterten Öffnungsquerschnitt die Drosselverluste.

Erwartungsgemäß verschiebt sich mit zunehmendem Restgasgehalt der Einlass Schluss in Richtung spät. Neben dem Druckniveau p_{start} steigt das Temperaturniveau T_{start} im LW-OT überlagert durch die Mischungstemperatur des heißen, internen Restgases. Die Temperaturdifferenz zwischen Betriebspunkten mit unterschiedlichem Restgasgehalt bleibt bis zum Zündzeitpunkt bestehen. Anders als bei der diskutierten Einlasshubvariation kehrt sich das Temperaturverhalten jedoch im Laufe der Verbrennung um. Bei identischer Energieumsetzung der Kraftstoffmenge unter der vereinfachten Annahme konstanter Wirkungsgrade resultiert eine geringere Temperaturerhöhung der Zylinderfüllung aufgrund der erhöhten Gesamtmasse; gleichzeitig steigt der Isentropenexponent in der Expansion (Kapitel 4.3). Die berechneten, mittleren Zylindertemperaturen in der Verbrennung bestätigen die theoretische Abnahme der Prozesstemperaturen und korrelieren mit der Restgaszunahme. Die Spitzentemperatur reduziert sich bei Erhöhung des Restgasanteils um bis zu $\Delta T_{max} \approx 300$ K. Einen weiteren Beleg der deutlichen Temperaturänderung liefert die Stickoxidemission. Neben dem Sauerstoff-Partialdruck ist die Bildung der Stickoxide vor allem temperaturabhängig. Mit Zunahme des Restgasanteils verringert sich die Stickoxidemission NO_x um mehr als 90 % auf geringste Werte kleiner 200 ppm.

Der Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil nimmt mit Zunahme des Restgasanteils von $X_{AGR} = 11\%$ auf 30 % um $\Delta b_{iHD} \approx 4\%$ ab. Der im Bestpunkt erzielte Verbrauch von $b_{iHD} = 221 \text{ g/kWh}$ ist gleichbedeutend mit dem geringsten Verbrauch der bisherigen Untersuchungen. Trotz reduziertem Mitteldruck im Hochdruckteil p_{miHD} infolge der

Entdrosselung folgt eine Verbesserung gegenüber dem Bestwert der gedrosselten Referenz (Kapitel 6.1) von $\Delta b_{iHD} \approx 2\%$.

Ähnlich wie bei der Variation des Einlasshubs profitiert der Wandwärmeverlust bis zum Auslass öffnet von den abgesenkten Prozesstemperaturen. Messung wie auch Berechnung zeigen zudem eine Abnahme der Abgastemperatur unmittelbar nach den Auslassventilen im Krümmer von $\Delta T_{Abgas} \approx 100\text{ K}$. Somit trägt ebenso die reduzierte Abgasenthalpie zur Verbesserung des Wirkungsgrads bei, da die reduzierte Temperatur den erhöhten Abgasmassenstrom deutlich überkompensiert.

Das Brennverhalten ändert sich trotz der massiven Restgaszunahme wesentlich geringer als Erfahrungswerte von gedrosselten Brennverfahren mit konstanten Hubverläufen erwarten lassen. Bemerkenswert ist besonders die äußerst geringe Rückwirkung auf den Brennverzug; bei annähernd verdreifachtem Restgasgehalt nimmt der Vorzündbedarf nur um $\Delta ZUEW = 10^\circ\text{ KW}$ zu. Im Gegensatz zu einigen veröffentlichten Hoch-AGR-Konzepten wird die wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage der Verbrennung *U50* problemlos eingehalten. Die moderate Änderung des Brennverzugs sowie das Brennverhalten in der ersten Verbrennungshälfte deuten trotz höchster Abgasrückführung auf hervorragende Ladungsbewegung und Gemischbildung hin.

In der ersten Verbrennungshälfte zeigt sich keine Beeinträchtigung der Energieumsetzung durch die Restgaszunahme; die maximale Energieumsetzung ist infolge des verbesserten Wirkungsgrads bei geringerer Hochdruckarbeit reduziert. In der zweiten Verbrennungshälfte laufen die Heizverläufe jedoch auseinander. Ein geringerer Gradient des Heizverlaufs ist hier gleichbedeutend mit einer zunehmenden Verschleppung der Verbrennung bei steigender Ladungsverdünnung. Das veränderte Brennverhalten korreliert mit dem deutlichen Unterschied der Prozesstemperaturen im Zylinder kurz nach Zünd-OT. Da die Brenngeschwindigkeit eine ausgeprägte Abhängigkeit von der Temperatur aufweist (Kapitel 8), sind die Unterschiede in der zweiten Verbrennungshälfte und besonders im Ausbrand auf die reduzierte Temperatur bei hohem Restgasanteil zurückzuführen. Bezogen auf den Verbrennungswirkungsgrad wird jedoch erneut die zunehmende Abweichung vom Gleichraumgrad durch die Reduzierung der Wandwärmeverluste und Abgasenthalpie deutlich überkompensiert.

Die in Abbildung 7.16 gezeigte Verbrennungsvisualisierung durch die Lichtleiterzündkerze bestätigt die Rückwirkung einer zunehmenden Ladungsverdünnung auf die Flammengeschwindigkeit. Bei stabilem Flammenkern nimmt die Flammenausbreitung bei bevorzugter Brennrichtung hin zu den Auslassventilen mit zunehmendem Restgasgehalt ab. Sowohl die Flammenkerngeschwindigkeit als auch die Ausbreitungsgeschwindigkeit sind bei verdreifachtem Restgasgehalt halbiert.

Bei der Einlasshubvariation ging die Abnahme der Brenngeschwindigkeit mit einem deutlichen Anstieg im Brennverzug einher. Zusammen mit den Ergebnissen der CFD Rechnung folgte der direkte Zusammenhang zur Abnahme von Ladungsbewegung und Turbulenz. Im Gegensatz dazu deutet die geringe Veränderung des Zündwinkels hier nicht auf eine maßgebliche Änderung der Ladungsbewegung hin. Im Weiteren soll der Einfluss der Restgassteigerung und damit der veränderten Strömungsverhältnisse in der Überschneidungsphase auf die Zylinderinnenströmung betrachtet werden.

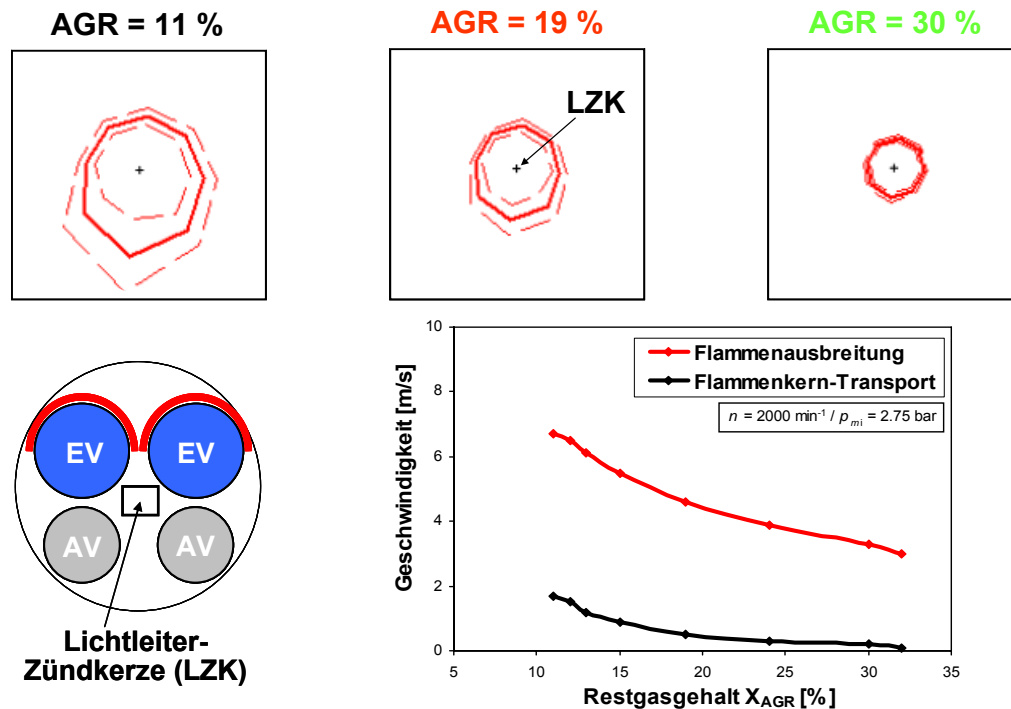


Abbildung 7.16: Flammengeschwindigkeit abhängig vom Restgasgehalt (VisioFlame)

Bewertung der Zylinderinnenströmung mittels Simulation

Die wesentlichen Verläufe zur Ladungsbewegung fasst Abbildung 7.17 zusammen.

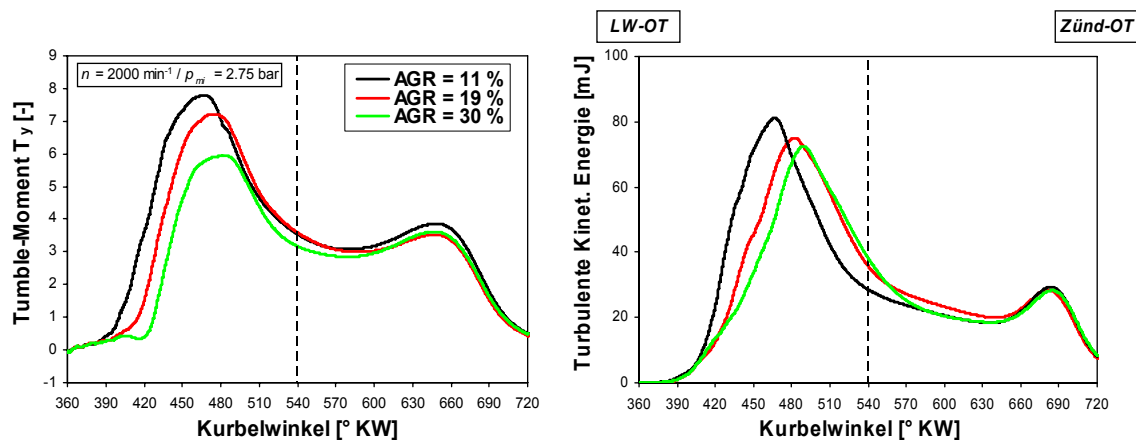


Abbildung 7.17: Zylinderinnenströmung abhängig vom Restgasgehalt (CFD Simulation)

Der Aufbau des Tumble-Wirbels wird mit späterem Schließen der Auslassventile gleichbedeutend mit höherem Restgasgehalt in Richtung LW-UT verschoben. Entsprechend dem Verhältnis der Öffnungsquerschnitte von Auslass mit einem Hubplateau bei $AH = 4 \text{ mm}$ zu Einlass bei reduziertem Hub von $EH = 2 \text{ mm}$ kombiniert mit der Abschirmung der Maskierung ist die angesaugte Gesamtmasse in der Überschneidungsphase klar durch die Abgasmasse dominiert. Zudem wird der Aufbau einer gerichteten Strömung durch die gegenseitige Beeinflussung behindert. Der relevante Tumble-Anstieg korreliert daher mit dem Beginn der Einströmung der reinen Frischluft nach Schließen der Auslassventile. Infolge der verkürzten, alleinigen Einströmdauer ist das maximale Tumble-Moment mit höherem Restgasanteil geringer, jedoch andererseits in Richtung des LW-UT verschoben. Nahe des Zündzeitpunkts ergibt sich unabhängig vom Restgasgehalt ein identisches Tumble-Moment.

Bezogen auf die maßgebliche Turbulenz führt die Verschiebung des reduzierten, maximalen Moments durch den übergeordneten Einfluss des Einlass Schließt auf die Dissipation der Ladungsbewegung letztlich zu identischem, hohem Turbulenzniveau zum Zündzeitpunkt. Somit kann die Ladungsbewegung als Ursache der abnehmenden Brenngeschwindigkeit in der zweiten Phase der Verbrennung ausgeschlossen werden.

Die Brenngeschwindigkeit wird darüber hinaus durch die Zusammensetzung der Zylinderladung sowie insbesondere durch die Homogenisierung nahe der Zündkerze bestimmt. Die anzustrebende, maximale Gleichverteilung ist dabei die Voraussetzung einer hohen Trefferwahrscheinlichkeit der reaktiven Komponenten des aufbereiteten Kraftstoffs bzw. des Sauerstoffs. Gerade infolge der hohen Ladungsverdünnung bei abnehmendem Partialdruck des Sauerstoffs erfordert die Homogenisierung von Gemisch und Restgas eine besondere Beachtung. Abbildung 7.18 quantifiziert die Homogenisierung bei unterschiedlicher Ladungsverdünnung.

Ladungswechsel-UT 540° KW

nahe Zündzeitpunkt 690° KW

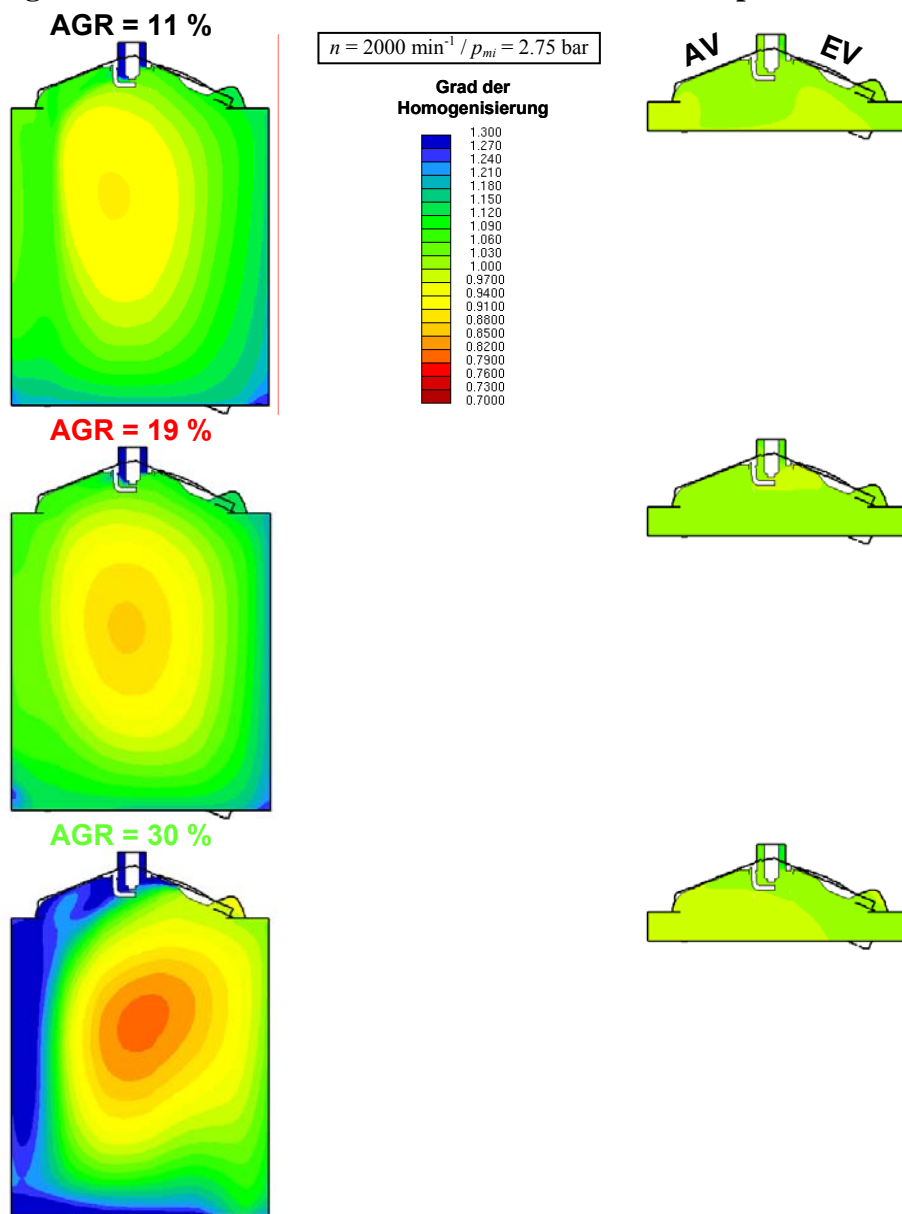


Abbildung 7.18: Homogenisierung der Zylinderfüllung abhängig vom Restgasgehalt (CFD Simulation)

Dargestellt sind der Grad der Homogenisierung zum Abschluss des Ladungswechseltakts im Unteren Totpunkt sowie die Bedingungen zum Ende der Kompression nahe dem Zündzeitpunkt. Die symmetrische Schnittebene verläuft durch die Zündkerze sowie zwischen den gleichen Ventilpaaren. Die Simulation erlaubt zudem eine umfassende, räumliche Betrachtung; durch Bezug des jeweils lokalen Restgasgehalts auf den gemittelten, globalen Restgasgehalt ist eine Aussage zur Durchmischung trotz unterschiedlicher Restgas-Luft-Konzentrationen möglich; jede Abweichung vom Idealwert 1 bedeutet demnach eine Inhomogenität.

Im Unteren Totpunkt ist die Durchmischung der unterschiedlichen Restgasgehalte infolge der differierenden Massen sowie der zeitlichen Einströmung noch deutlich verschieden. Während sich in der Brennraummitte eine überhöhte Abgaskonzentration zeigt, sind die wandnahen Bereiche durch die zeitlich versetzte Einströmung der Frischluft geprägt. Erwartungsgemäß korreliert die Ungleichverteilung mit der Zunahme des Restgasgehalts. Zudem ist deutlich die hohe gerichtete Tumble-Strömung zu erkennen; sie ist in der anschließenden Kompression die entscheidende Komponente zur Förderung der Durchmischung, so dass zum Ende der Verdichtung unabhängig vom Restgasgehalt die Unterschiede trotz einer Verdreifachung des Restgasanteils äußerst gering sind. Bei hoher Ladungsverdünnung gelingt eine weitestgehende Durchmischung von Gemisch und Abgas, so dass eine Rückwirkung einer Inhomogenität auf das Brennverhalten auf Basis der Messgenauigkeit der gemittelten Niederdruckverläufe sowie der Rechengenauigkeit der CFD Simulation auszuschließen ist.

Zusammenfassung

Auf Basis einer bedarfsgerecht hohen Ladungsbewegung eignet sich die interne Restgasrückführung ideal zur Verbesserung des inneren Wirkungsgrads η_i . Ausgehend von einer geringen Ladungsverdünnung führt die Verdreifachung des Restgasanteils zu einer deutlichen Reduzierung der Ladungswechselverluste um $\Delta p_{miLW} > 30\%$. Die Verbesserung setzt sich sowohl aus geringerem Kompressionsverlust wie auch Drosselverlust zusammen. Der Verbrennungswirkungsgrad profitiert von den massiv abgesenkten Prozesstemperaturen über den Wandwärmeverlust wie auch die verringerte Abgasenthalpie. Das Brennverhalten zeigt aufgrund der stabilen Zylinderinnenströmung lediglich eine geringe Rückwirkung der Ladungsverdünnung, so dass der Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil ebenso verbessert wird. Damit gelingt die Kombination minimaler Ladungswechselarbeit, deutlich unter den Bestwerten bisheriger entdrosselter Konzepte, mit gutem Hochdruckwirkungsgrad, wobei auch hier das Niveau des gedrosselten Referenzmotors nochmals verbessert werden kann.

Mit zunehmender Ladungsverdünnung nimmt der Ladungswechselverlust parallel zum Kraftstoffverbrauch im Hochdruck ab, so dass der beste Wirkungsgrad unmittelbar an der Laufgrenze erreicht wird. Eine fortgesetzte Entdrosselung ist durch Überschreiten des Laufruhe-Kriteriums beschränkt (Kapitel 8.1). Der Einlasshub wird zur Einstellung der erforderlichen Ladungsbewegung als Kompromiss aus zunehmenden Drosselverlusten bei verbessertem Turbulenz-Niveau gewählt. Am untersuchten Lastpunkt ergibt sich das Verbrauchsoptimum bezogenen auf die innere Last von $b_i = 240 \text{ g/kWh}$ bei einem Einlasshub von $EH = 2.5 \text{ mm}$.

Thermodynamisches Verhalten bei externer Abgasrückführung

Bei der externen Rückführung werden die Verbrennungsprodukte aus der Abgasstrecke entnommen und der Frischluft über eine externe Leitung vor der Drosselklappe zugeführt. Die Steuerung der zurückgeführten Restgasmasse über ein Regelventil erfolgt durch getaktete Signale des Motorsteuergeräts. Je nach Ort der Entnahme und Lauflänge der Rückführung folgt eine unterschiedlich starke Abkühlung infolge des Wärmeübergangs an die Umgebung. Der direkte Vergleich von interner und externer Rückführung eignet sich besonders, um den Effekt der Temperatur von dem der reinen Ladungsverdünnung zu trennen. Aus diesem Grunde wurde das Abgas bewusst erst nahe der Schalldämpferanlage entnommen, was zusammen mit einer erweiterten Lauflänge zu einem Rückkühlen des zurückgeführten Abgases auf die Temperatur der Ansaugluft führte. Um eine interne Rückführung weitestgehend zu begrenzen, wurde Überschneidungsfreiheit mit Auslass Schließt und Einlass Öffnet im LW-OT gewählt. Abbildung 7.19 zeigt das thermodynamische Verhalten bei externer Restgasvariation.

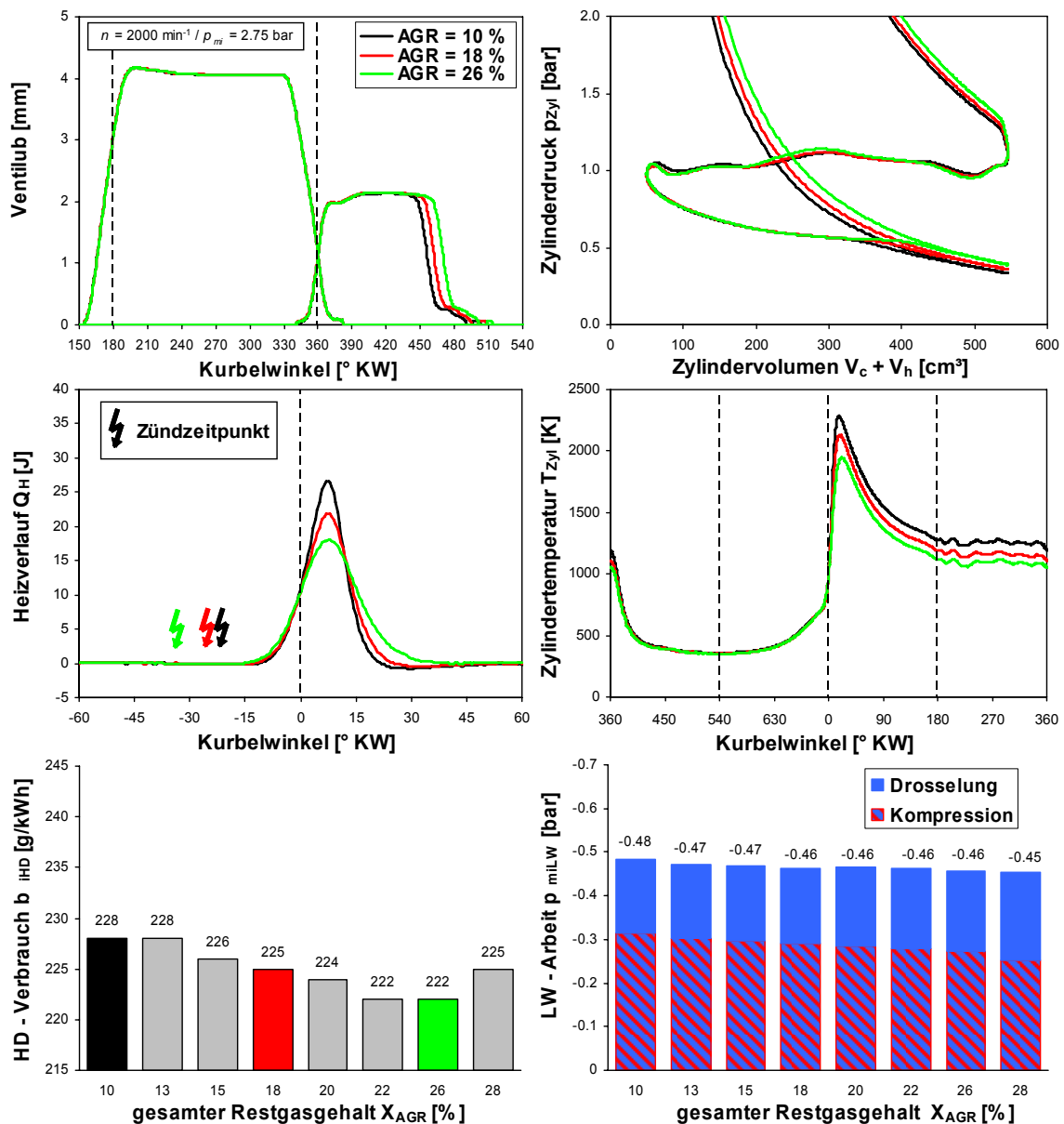


Abbildung 7.19: Thermodynamischer Vergleich externe AGR Variation bei $EH = 2.0 \text{ mm}$

Es zeigt sich wiederholt eine hohe Restgasverträglichkeit, die jedoch an der Laufgrenze ca. $\Delta X_{AGR} = 5\%$ geringer ausfällt als bei interner Rückführung. Während das spätere Schließen der Einlassventile die Zunahme der Füllung bestätigt, ist der Einfluss auf die Entdrosselung nur sehr schwach ausgeprägt. Die erhöhte Gesamtströmung aus Frischluft sowie zusätzlichem Restgas über die Einlassventile führt zu einer Zunahme des Drosselverlusts bei lediglich leicht abnehmendem Kompressionsverlust mit steigender Ladungsverdünnung. Bei gleicher Erhöhung des Restgasanteils und somit der Gesamtmasse ist die Reduzierung des Kompressionsverlusts und damit des Startdrucks im LW-OT bei externer Rückführung deutlich geringer ausgeprägt als bei interner Restgasrückführung.

Der Grund liegt in der fehlenden thermischen Entdrosselung des externen Restgases. Nimmt man für eine vereinfachte Rechnung einen Restgasanteil von $X_{AGR} = 20\%$ an, so folgt bei einer Temperaturdifferenz $\Delta T_{Abgas} = 600\text{ K}$ zwischen externem Restgas bei Umgebungstemperatur und heißem, internen Restgas eine Differenz der resultierenden Mischungstemperaturen von $\Delta T_{Zyl} = 120\text{ K}$. Bei gleicher Gesamtmasse und konstantem Volumen im Unteren Totpunkt resultiert gemäß der idealen Gasgleichung eine proportionale Druckerhöhung bei interner Rückführung von $\Delta p = 40\%$. Während die weiteren Auswirkungen einer hohen Ladungsverdünnung, wie die deutlich abgesenkten Prozesstemperaturen oder die erneut massive Reduzierung der Stickoxidemission NO_x , den hohen Restgasanteil an der Gesamtfüllung bestätigen, fehlt für die angestrebte Entdrosselung die gleichzeitige Erhöhung der Zylindertemperatur.

Die Energieumsetzung zeigt einen vergleichbaren Verlauf abhängig von der Ladungsverdünnung wie bei interner Rückführung. Mit zunehmendem Restgas sinkt der auf den Hochdruckteil bezogene Kraftstoffverbrauch trotz Abnahme der Brenngeschwindigkeit in der zweiten Verbrennungshälfte bei reduziertem Wandwärmeverlust und abnehmender Abgasenthalpie. Beispielhaft nimmt der Wandwärmeverlust im geschlossenen System bei $X_{AGR} = 26\%$ relativ zum minimalen Restgasgehalt um 25 J auf $Q_W = 94\text{ J}$ ab, was einer Reduzierung von $\Delta Q_W \approx 22\%$ entspricht. Im Vergleich der Emission der unverbrannten Kohlenwasserstoffe HC bestätigt sich wie beim Zündwinkel ein geringer Nachteil des kalten Restgases, der auf die fehlende Unterstützung der erhöhten Zylindertemperatur für die Kraftstoffverdampfung zurückzuführen ist.

Abbildung 7.20 stellt den direkten Vergleich der Bestpunkte von externer und interner Rückführung nahe der Laufgrenze dar. Anhand der Ladungswechselschleifen ist das unterschiedliche Entdrosselungspotenzial ablesbar. Während bei externer Rückführung der erhöhte Gesamtmassenstrom durch den reduzierten Einlassventilspalt zu hohen Drosselverlusten führt, wird die interne Rückführung vom Öffnungsquerschnitt der Auslassventile begünstigt. Eine Erhöhung der Einlasshöhe ist infolge der unmittelbaren Rückwirkung auf die Ladungsbewegung mit einer verminderten Restgasverträglichkeit verbunden. Die geringere Hochdruckarbeit der internen Rückführung infolge der Entdrosselung führt zu einer geringeren Füllung von Frischluft und Kraftstoff. Trotz des höheren Restgasgehalts ist somit die Gesamtfüllung bei interner Rückführung im Vergleich der Bestpunkte geringer. Der höhere Druck p_{start} im LW-UT ist daher nicht auf die Gesamtfüllung, sondern einzig auf die höhere Zylindertemperatur mit entsprechend deutlicher Verringerung des Kompressionsverlusts zurückzuführen.

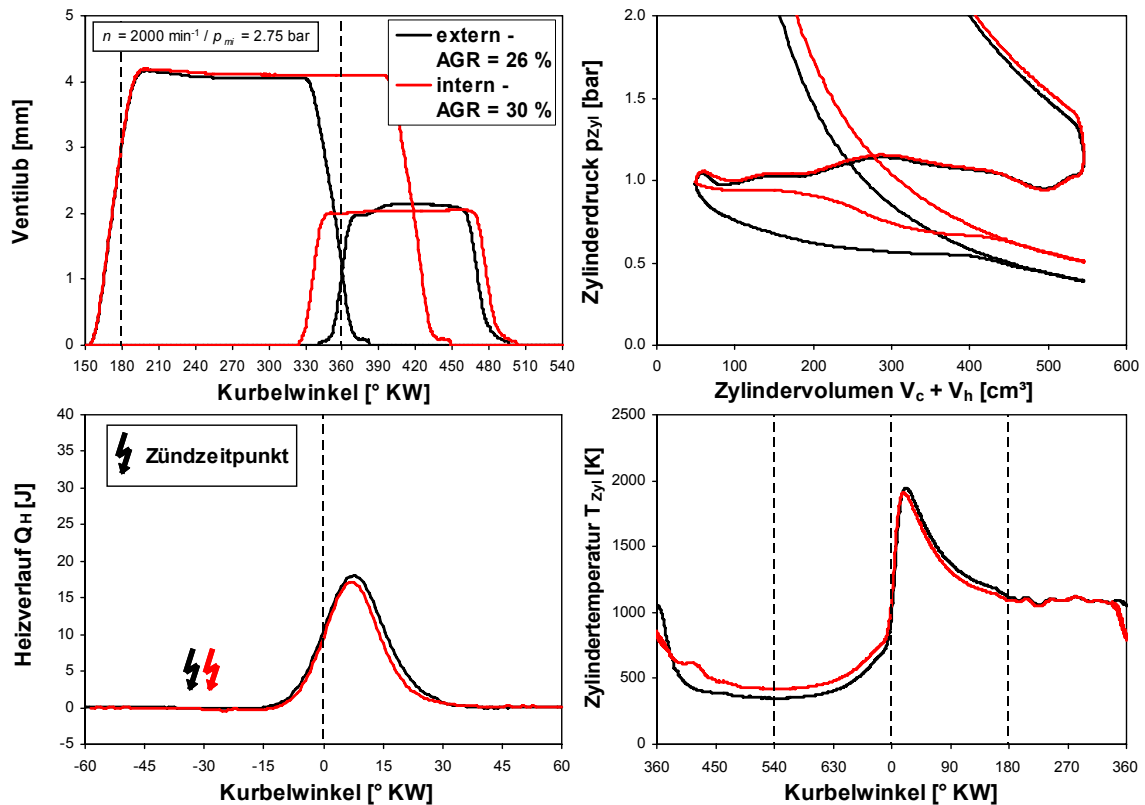


Abbildung 7.20: Thermodynamischer Vergleich interne & externe AGR Variation an der Laufgrenze

Die Wirkungsgraddifferenz ist bereits im Vergleich der Heizverläufe ablesbar. Abbildung 7.21 stellt abschließend die gesamte Restgasvariation im Vergleich externer mit interner Rückführung gegenüber. Bei vergleichbarem Verbrennungswirkungsgrad η_{iHD} folgt ein indizierter Verbrauchsvorteil der inneren Rückführung von $\Delta b_i = 5\%$.

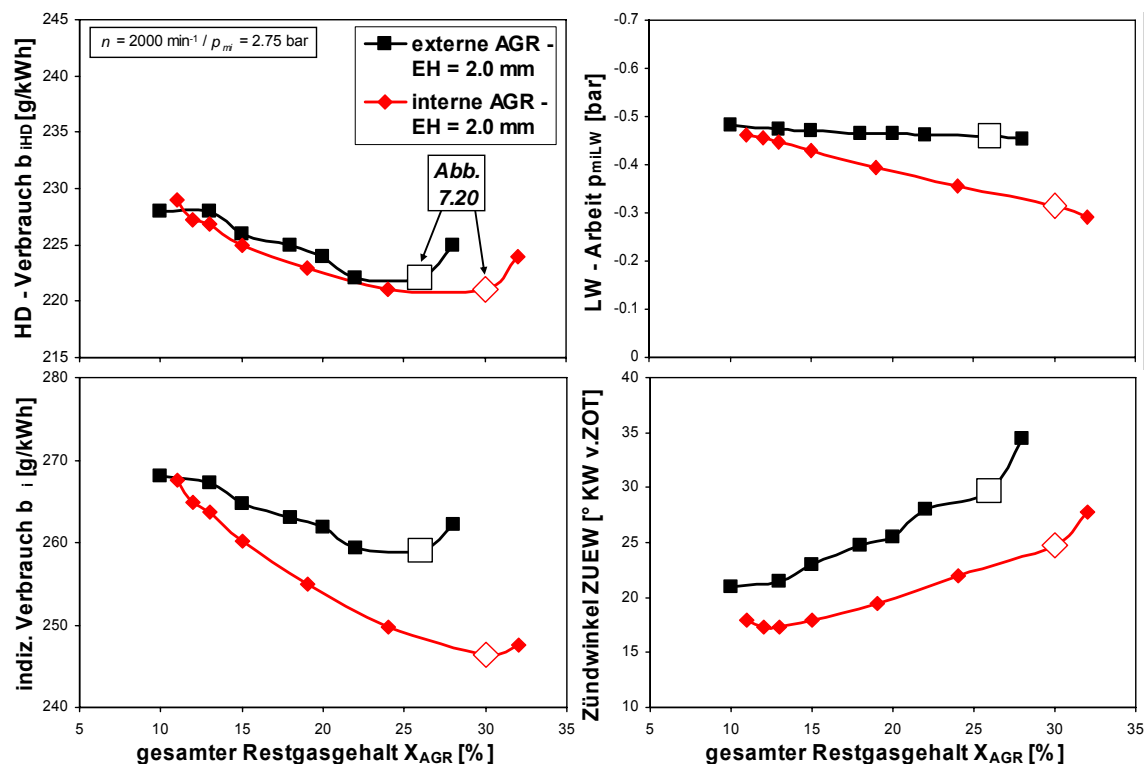


Abbildung 7.21: Thermodynamischer Vergleich externe & interne AGR Variation bei EH = 2.0 mm

Zusammenfassung

Grundsätzlich ist eine Kombination von externer Restgasrückführung mit entdrosselter Laststeuerung möglich. Die reduzierte Zylindertemperatur aufgrund des kalten, externen Restgases führt jedoch zu einer deutlich geringeren Entdrosselung bei verminderter Restgasverträglichkeit. Der Gradient der Verbesserung der Ladungswechselerbeit über dem Restgasanteil zeigt im Gegensatz zur internen Rückführung einen äußerst flachen Verlauf. Die geringe Verbesserung der Kompressionsverluste durch steigende Gesamtmasse wird weitestgehend von zunehmenden Drosselverlusten egalisiert. Zur Optimierung des Wirkungsgrads bei höchster Entdrosselung bestätigt sich die interne Rückführung heißen Restgases als einzig zielführende Strategie.

7.5 Vergleich innerer und äußerer Gemischbildung

Die hohen Einströmgeschwindigkeiten bei reduzierten Ventilhuben beeinflussen die Gemischbildung neben der Zylinderinnenströmung ebenso infolge der erhöhten Schergeschwindigkeiten zwischen Frischluft und Kraftstoff [4], [13], [40]. Die höchsten Geschwindigkeiten werden dabei unmittelbar im Ventilsplatt erreicht. Die Ausnutzung der zerstäubungsfördernden Wirkung des Ventilsplatts setzt jedoch im Gegensatz zur bisher ausschließlich untersuchten inneren Gemischbildung die Zusammenführung von Kraftstoff und Luft vor dem Brennraum voraus.

Der Versuchsmotor wurde durchgängig zur Reduzierung der Komplexität mit einem starren Saugrohr anstelle des in Serienproduktion verbauten, schaltbaren Saugrohrs betrieben (Kapitel 6.1). Das in Aluminium ausgeführte Saugrohr wurde für die äußere Gemischbildung (*MPI*) entwickelt; somit kann die Art der Gemischbildung durch Deaktivierung der inneren Einspritzung (*FSI*) ohne Unterbrechung des motorischen Betriebs variiert werden. Infolge der wärmeleitenden Verbindung des Saugrohrs zum heißkonditionierten Zylinderkopf ist von einer guten Gemischverdampfung bei hoher Bauteiltemperatur auszugehen.

Im Rahmen von Voruntersuchungen mit äußerer Gemischbildung zeigte sich bei der Variation des Einspritzzeitpunkts keinerlei Rückwirkung auf das Brennverhalten bzw. die Schadstoffemission. Da sich die Charakteristik einer Einspritzung in die geöffneten Einlassventile hinsichtlich der Gemischbildungszeit und der Einbringung von zum Teil flüssigem Kraftstoff in den Brennraum bereits der der Direkteinspritzung annähert, wurde zur bewussten Differenzierung eine konstante Einspritzung nach Schließen der Einlassventile gewählt. Durch die maximale Vorlagerung wird die überwiegende Verdampfung des Kraftstoffs im Saugrohr bzw. im Ventilsplatt sichergestellt.

Darüber hinaus bestätigt sich auch bei äußerer Gemischbildung der Vorteil der Restgasrückführung aus dem Auslasskanal. Während die für die Gemischbildung förderliche Ansaugtemperatur bereits durch Wärmeübergang vom Saugrohr ans Gas ausreichend hoch liegt, überwiegt der diskutierte Nachteil der höheren Drosselung bei maßgeblichem Rückschieben von heißem Restgas ins Saugrohr (Kapitel 7.4).

Abbildung 7.22 zeigt die Gegenüberstellung der Bestpunkte mit äußerer bzw. innerer Gemischbildung bei identischer Steuerzeitstrategie. Die Unterschiede erweisen sich durchweg als gering. Bei identischem Wirkungsgrad der Verbrennung η_{iHD} sowie nahezu gleicher Ladungswechselarbeit p_{miLW} folgt im Rahmen der Messgenauigkeit ein ebenso identischer Gesamtwirkungsgrad η_i ; entsprechend übereinstimmend ist die Gesamtfüllung sowie deren Zusammensetzung aus Restgas, Frischluft und Kraftstoff. Zur Einbringung des Frischgemischs in den Brennraum ist bei äußerer Gemischbildung eine Verlängerung der Öffnungsdauer über die Verschiebung der Steuerzeit Einlass Schließt von $\Delta ES \approx 3^\circ$ KW erforderlich. Während das Kraftstoffvolumen in der Flüssigphase gegenüber dem Volumen der Ansaugluft vernachlässigbar gering wäre, bestätigt sich bei äußerer Gemischbildung die weitgehende Verdampfung gleichbedeutend mit einer Volumenerhöhung vor den Einlassventilen.

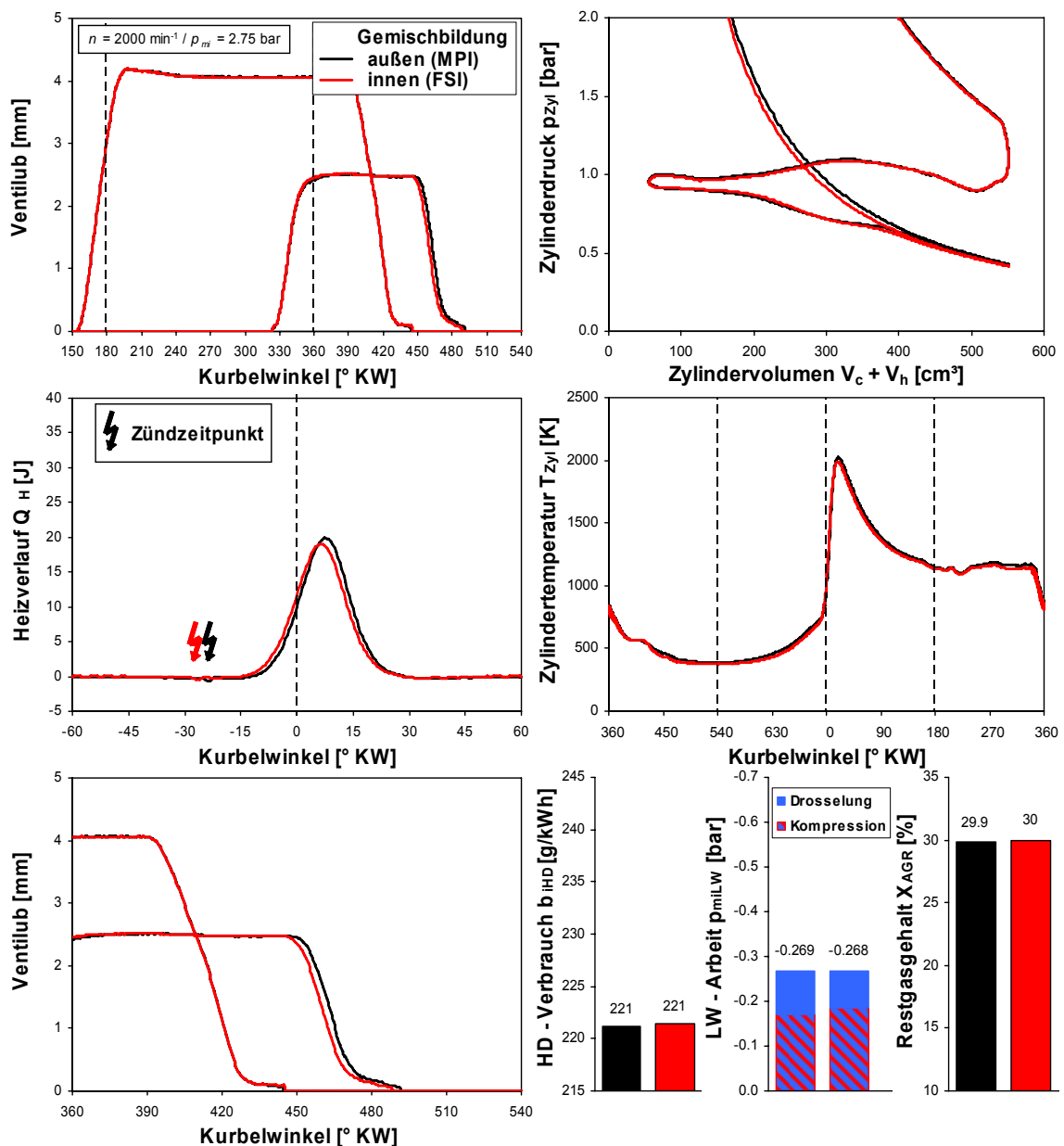


Abbildung 7.22: Thermodynamischer Vergleich der Bestpunkte mit äußerer & innerer Gemischbildung

Tendenziell zeigt sich mit innerer Gemischbildung ein höherer Brennverzug auf außerordentlich gutem Niveau. Der Einfluss der Kraftstoffverdampfung im Brennraum bei direkter Einspritzung lässt sich aufgrund der geringen Verdampfungswärme der eingespritzten Kraftstoffmasse weder im Druckverlauf noch im Temperaturverlauf eindeutig ausmachen. Die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe ist gegenüber der Einspritzung ins Saugrohr leicht erhöht. Auch wenn sich kein Nachteil im Wirkungsgrad der Verbrennung einstellt, deutet die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe auf geringe Unterschiede in der Gemischbildung hin.

Bewertung der Kraftstoffverteilung mittels Transparentmotor

Zur Analyse der Gemischbildungsvorgänge werden die optischen Untersuchungen am Transparentmotor um das Messverfahren der Laserinduzierten Fluoreszenz (LIF) erweitert. Das Messprinzip erlaubt die Bestimmung der zeitaufgelösten Kraftstoffkonzentration im Brennraum ohne signifikante Störung der innermotorischen Vorgänge.

Als Fluoreszenz wird allgemein der Übergang eines elektronisch angeregten Systems in einen Zustand niedrigerer Energie durch spontane Lichtemission bezeichnet [90]. Die Anregung erfolgt hierbei durch Absorption von Laserstrahlung. Aufgrund der stoffabhängigen Wellenlängenverschiebung des emittierten Lichts (Stokes Verschiebung) kann auf die Aufenthaltswahrscheinlichkeit der angeregten Moleküle geschlossen werden. Die Intensität der Strahlung ist hierbei proportional zur Dichte des angeregten Stoffs im Messvolumen. Handelsüblicher Kraftstoff eignet sich aufgrund der variierenden Zusammensetzung weniger als fluoreszierendes Medium; für die LIF Messungen wurde daher ein Modellkraftstoff verwendet (Anhang 10.7). Um eine Zuordnung des Kraftstoffs zum Einzelzyklus zu gewährleisten, wurden die Messungen gefeuert durchgeführt. Die Last, die zugehörigen Steuerzeiten sowie das Einspritztiming entsprechen dabei den Bestwerten der thermodynamischen Messungen. Abbildung 7.23 zeigt den Vergleich der äußeren sowie der inneren Gemischbildung in der Ansaugphase bzw. nahe dem Zündzeitpunkt. Die Skalierung gibt die Anzahl der detektierten Lichtsignale einer hochauflösenden Kamera wieder und ist dabei nicht ohne Weiteres auf das Luftverhältnis λ übertragbar.

Das einströmende Kraftstoff-Luft-Gemisch ist bei äußerer Gemischbildung bereits in der Ansaugphase ideal homogenisiert. Eine Unterscheidung des Aggregatzustands des Kraftstoffs in den Anteil flüssiger Phase bzw. den gasförmigen Teil ist nicht unmittelbar möglich. Im Vergleich zu unterschiedlichsten, gedrosselten Konzepten mit konventionellem Einlasshub stellt dieses Ergebnis eine bemerkenswerte Verbesserung gegenüber bisherigen Messungen in der Teillast dar und bestätigt somit nachhaltig die unterstützende Wirkung reduzierter Einlasshübe auf die äußere Gemischbildung.

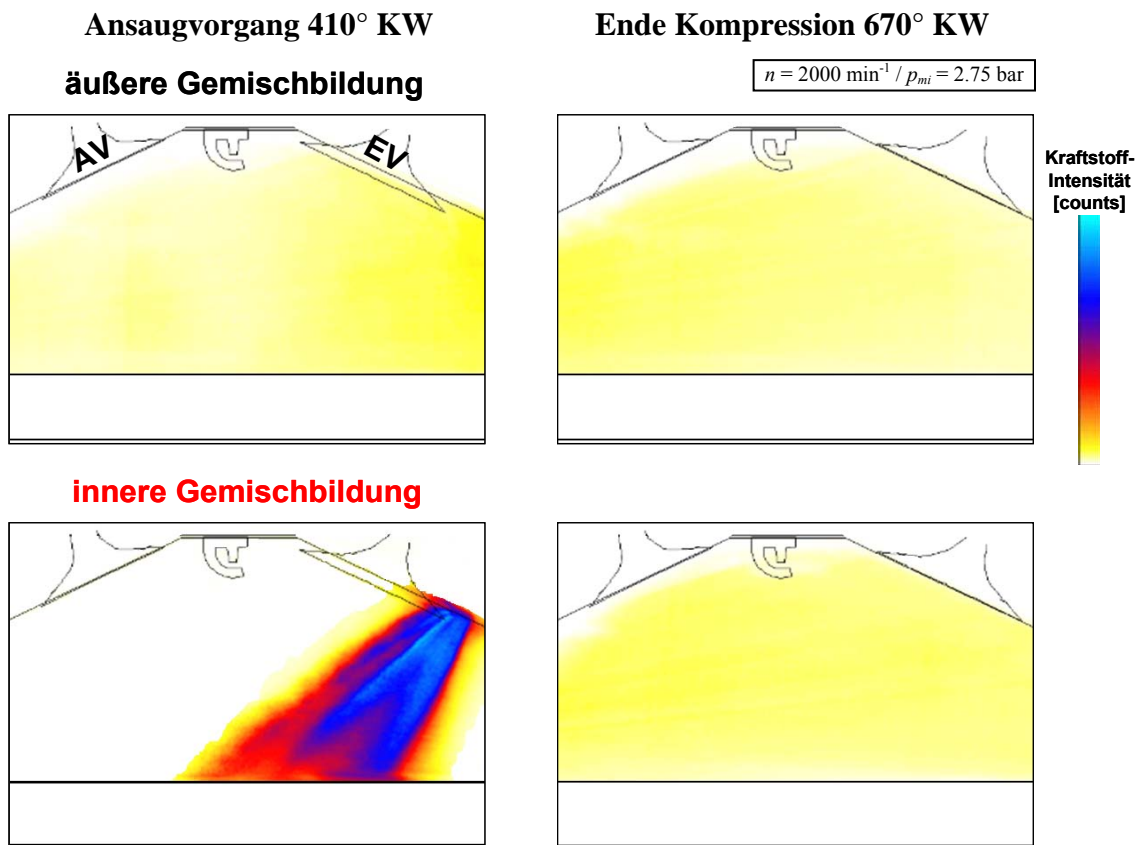


Abbildung 7.23: Kraftstoffverteilung bei äußerer & innerer Gemischbildung (LIF - Transparentmotor)

Der Aufnahmezeitpunkt in der Ansaugphase wurde bewusst korrelierend mit dem Einspritzzeitpunkt der inneren Kraftstoffeinspritzung gewählt. Während die im Brennraum vorherrschende Frischluft zu keiner Lichtemission beiträgt, belegen die höchsten Intensitäten im Kraftstoffspray den weitestgehend flüssigen Kraftstoff; die Zylinderfüllung besitzt demnach zum Aufnahmezeitpunkt eine sehr hohe Inhomogenität. Trotz der deutlich verkürzten Aufbereitungszeit liegt zum Ende der Kompression eine vergleichbare, ideale Kraftstoffhomogenisierung vor. Einer nochmals feineren Unterscheidung stehen die Grenzen der verfügbaren Messtechnik gegenüber.

Die LIF Untersuchungen bestätigen allgemein eine hervorragende Gemischaufbereitung in Verbindung mit reduzierten Einlasshuben. Während die äußere Gemischbildung neben hohen Saugrohrtemperaturen von den hohen Geschwindigkeiten im Ventilsplatt profitiert, gelingt eine ebenso ideale Homogenisierung trotz reduzierter Gemischbildungszeit bei direkter Kraftstoffeinbringung durch gezielte Abstimmung des Einspritzsystems sowie der Einspritzparameter auf das Brennverfahren.

Bewertung der Kraftstoffverteilung mittels Simulation

Während sich die Information der optischen Messung am Transparentmotor auf die Ebene des Lichtschnitts durch die Zündkerze beschränkt, bietet die 3-dimensionale CFD Simulation einen umfassenden Einblick in die Kraftstoffverteilung im gesamten Brennraum; darüber hinaus ist eine direkte Zuordnung zum Luftverhältnis λ sowie eine Unterscheidung der Flüssig- bzw. Gasphase möglich.

Aufbauend auf den LIF Messungen wurde der Bestpunkt der direkten Kraftstoffeinspritzung hinsichtlich der Kraftstoff-Luft-Homogenisierung berechnet. Auf eine Simulation der äußeren Gemischbildung konnte aufgrund des eindeutigen Ergebnisses der optischen Messungen verzichtet werden.

Die in Voruntersuchungen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, Emission und Laufruhe optimierte Kombination aus Einspritzzeit und Kraftstoffdruck führt bei der inneren Gemischbildung zu einer moderaten Benetzung des Kolbenbodens. Abbildung 7.25 stellt die Ergebnisse der optischen Messung sowie der Simulation zum Einspritzzeitpunkt gegenüber. Es bestätigt sich die vorzügliche Übertragbarkeit der Ergebnisse; nur die Kombination der verwendeten Werkzeuge erlaubt die zielführende Entwicklung unkonventioneller Brennverfahren.

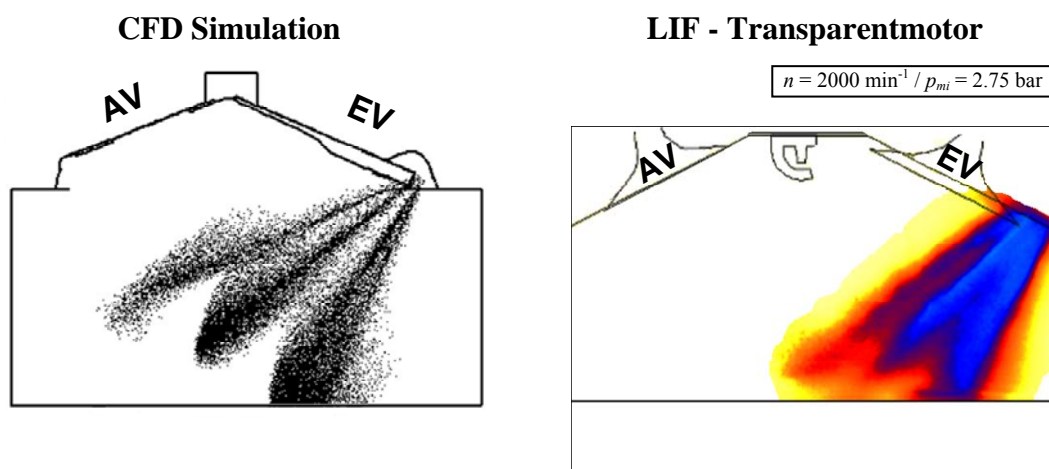


Abbildung 7.24: Abbildung des Einspritzstrahls in CFD Simulation & LIF Messung

Abbildung 7.25 gibt das Luftverhältnis λ bei innerer Gemischbildung wieder. Zur Vergleichbarkeit mit dem Transparentmotor (Abbildung 7.23) ist der gleiche Zeitpunkt von 670° KW nahe dem Zündzeitpunkt in verschiedenen Ebenen gewählt.

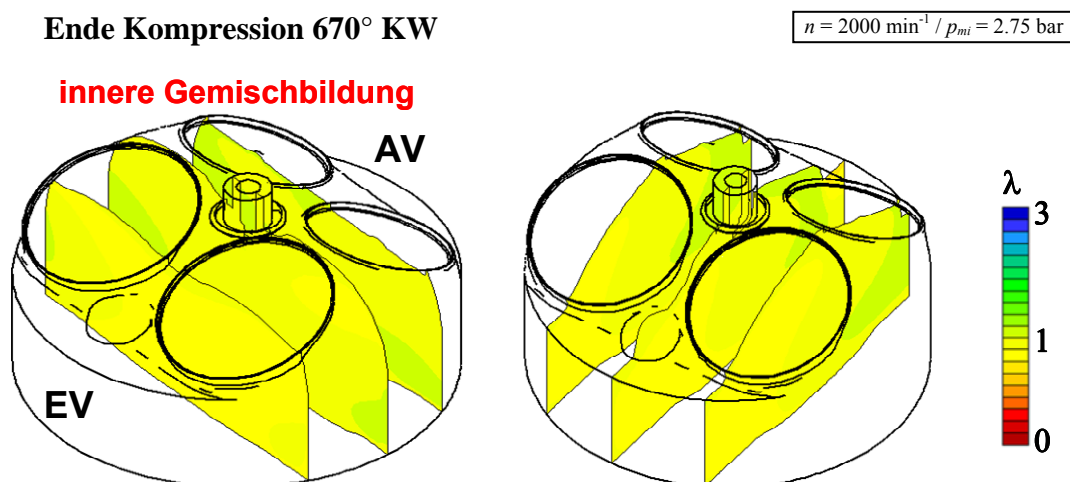


Abbildung 7.25: Luftverhältnis im Bestpunkt bei innerer Gemischbildung (CFD Simulation)

In Übereinstimmung mit den optischen Messungen bestätigt sich die hervorragende Homogenisierung bei innerer Gemischbildung. Im gesamten Brennraum liegt ein nahezu ideales, homogen stöchiometrisches Luftverhältnis vor. Die Einzelbetrachtung verschiedener Zeitpunkte innerhalb von Ansaugphase und Kompression belegt die übergeordnete Bedeutung der gerichteten Zylinderinnenströmung ebenso für die Gemischaufbereitung. Die Kraftstofftropfen werden vom Tumble-Wirbel erfasst und über die Ansaugung und Kompression gleichmäßig im Brennraum verteilt. Bereits im Unteren Totpunkt des Ladungswechsels ist der flüssig eingespritzte Kraftstoff im Brennraum vollständig in die Gasphase übergegangen; die anhaltende Strömung in der Kompression führt zur ausgezeichneten Homogenisierung zum Zündzeitpunkt.

Zusammenfassung

Der Gesamtwirkungsgrad η_i der entdrosselten Laststeuerung zeigt bei gleichem geometrischen Verdichtungsverhältnis keinerlei Abhängigkeit vom Ort der Kraftstoffeinspritzung. Es ergibt sich sowohl mit innerer wie auch mit äußerer Gemischbildung eine identische Entdrosselung bei gleichem Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil. Die hohen Strömungsgeschwindigkeiten unterstützen die Homogenisierung von Frischluft und Kraftstoff, so dass die Gemischaufbereitung prinzipiell von den reduzierten Hübenn profitiert.

Während für einen maximalen Teillast-Wirkungsgrad nach (4.7) ein möglichst hohes geometrisches Verdichtungsverhältnis anzustreben ist, wird die letztendliche Auslegung durch die Klopfneigung an der Volllast bestimmt. Um eine unkontrollierte Selbstentflammung sicher zu vermeiden, ist die Temperatur zum Zündzeitpunkt maßgeblich; diese Temperatur hängt im Wesentlichen von der Starttemperatur der Kompression ab. Während die geringe Kraftstoffmasse in der Teillast noch vorwiegend in der Ansaugphase bei geöffneten Einlassventilen in die Gasphase übergeht, wird die Verdampfung bei hohen Kraftstoffmassen in der Volllast zunehmend nach spät und somit nach Abschluss des Ladungswechsels verschoben. Die Verdampfungswärme wird im geschlossenen System der Zylinderfüllung entzogen und reduziert somit die Starttemperatur der Kompression. Dieser Effekt der Zylinderinnenkühlung stellt einen prinzipiellen Vorteil der inneren Gemischbildung dar (Kapitel 4.5).

In der Konsequenz muss ein Teillast-Vergleich von Motorenkonzepten mit äußerer sowie innerer Gemischbildung bei vergleichbarer Volllastanforderung die Möglichkeit einer Verdichtungserhöhung der Direkteinspritzung berücksichtigen. Ein identischer Teillast-Wirkungsgrad bei gleichem Verdichtungsverhältnis bedeutet daher übertragen auf ein Gesamtkonzept einen prinzipiellen Vorteil der Direkteinspritzung von ca. einer ε -Einheit. Der zusätzliche mechanische Verlust der Hochdruckerzeugung kann durch die Wirkungsgradsteigerung deutlich überkompensiert werden (Kapitel 8.5). Damit zeigt die Direkteinspritzung letztlich Vorteile gegenüber einer Saugrohreinspritzung.

7.6 Wirkungsgradverbesserung bei fortgesetzter Entdrosselung

Abschließend wird das Potenzial der optimierten, entdrosselten Laststeuerung im Bestpunkt gegenüber dem gedrosselten Referenzmotor zusammengefasst. Bei gleichem indizierten Mitteldruck p_{mi} kann die Ladungswechselarbeit um $\Delta p_{miLW} > 40\%$ reduziert werden. Gleichbedeutend mit der Verringerung der Ladungswechselarbeit ist eine Verschiebung des Mitteldrucks des Hochdruckteils p_{miHD} . Allgemein ist eine Lastpunktverschiebung zu geringerer Last mit einer Abnahme des Verbrennungswirkungsgrads verbunden, der vor allem aus dem Anstieg der anteiligen Wandwärmeverluste bei ungünstigeren Verbrennungsbedingungen resultiert. Abbildung 7.26 bestätigt diesen Zusammenhang anhand des Kraftstoffverbrauchs im Hochdruckteil b_{iHD} sowie der Ladungswechselarbeit p_{miLW} des gedrosselten Referenzmotors (Kapitel 6.1) als Funktion des Hochdruckmitteldrucks p_{miHD} im Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$. Der Hochdruck-Kraftstoffverbrauch b_{iHD} zeigt eine Zunahme mit deutlich progressivem Gradienten bei Abnahme der Last. Eine Reduzierung des Hochdruckmitteldrucks durch Entdrosselung ist gleichbedeutend mit einer zunehmenden Verschlechterung der Verbrennung.

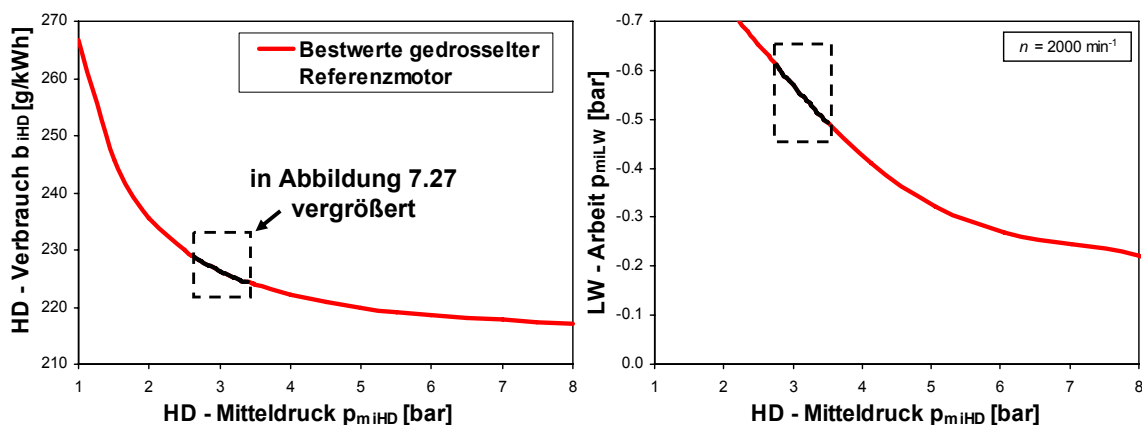


Abbildung 7.26: Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil & Ladungswechselarbeit des gedrosselten Referenzmotors

Abbildung 7.27 schränkt die Verläufe des Referenzmotors auf den Bereich einer indizierten Last von $p_{mi} = 2.75 \text{ bar}$ ein; ergänzt ist zudem der Bestwert der entdrosselten Laststeuerung (Kapitel 7.4).

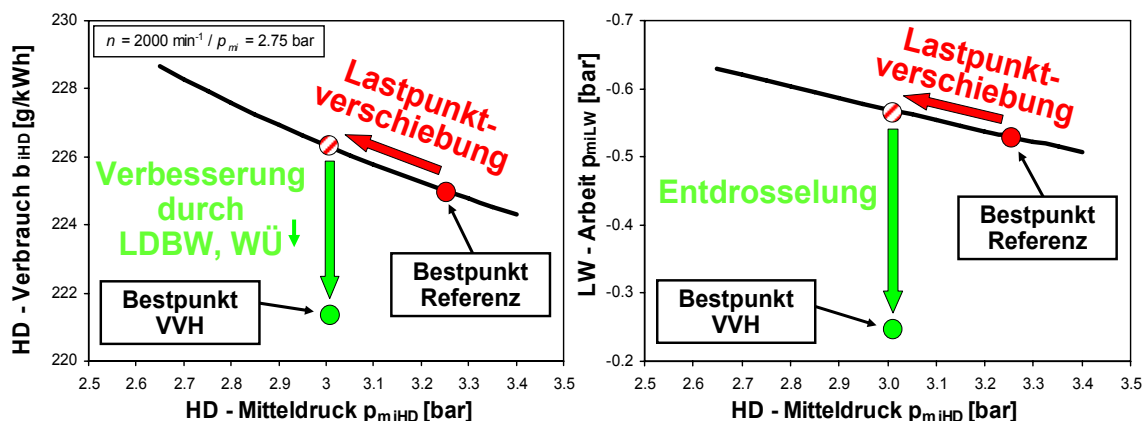


Abbildung 7.27: Vergleich gedrosselter & entdrosselter Bestpunkt

Trotz der deutlichen Lastpunktverschiebung gelingt über die Laststeuerung mit vollvariablem Ventilhub eine Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs im Hochdruckteil. Da jedoch die Lastpunktverschiebung kompensiert werden muss, fällt die Verbesserung mit $\Delta b_{iHD} \approx 1.8 \%$ lediglich gering aus.

Anhand der prinzipiellen Verläufe von Ladungswechselarbeit p_{miLW} und Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil b_{iHD} über der Last wird aber ebenso deutlich, dass einer weiteren Verbesserung Grenzen gesetzt sind:

- Eine weitere Reduzierung der Ladungswechselarbeit p_{miLW} wird nur dann hinsichtlich einer Verbesserung des Gesamtwirkungsgrads wirksam, wenn der Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil b_{iHD} konstant gehalten werden kann; dies entspricht jedoch aufgrund des zunehmend progressiven Verlaufs ebenso bereits einer progressiven Verbesserung.
- Eine weitere Erhöhung des Verbrennungswirkungsgrads η_{iHD} reduziert bei konstanter innerer Last p_{mi} die erforderliche Kraftstoffenergie und somit proportional die Gemischmasse; ohne weitere Maßnahmen steigt sowohl die Ladungswechselarbeit p_{miLW} als auch der Restgasgehalt X_{AGR} . Eine Verbesserung im Gesamtwirkungsgrad η_i gelingt erneut nur, wenn der Ladungswechselverlust zumindest konstant gehalten werden kann und damit der ebenso progressiven Zunahme mit abnehmendem Mitteldruck im Hochdruckteil entgegen läuft.

Abbildung 7.28 fasst abschließend das effektive Verbrauchspotenzial am Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$ unter der Annahme eines Reibmitteldrucks von $p_{mR} = 0.75 \text{ bar}$ zusammen.

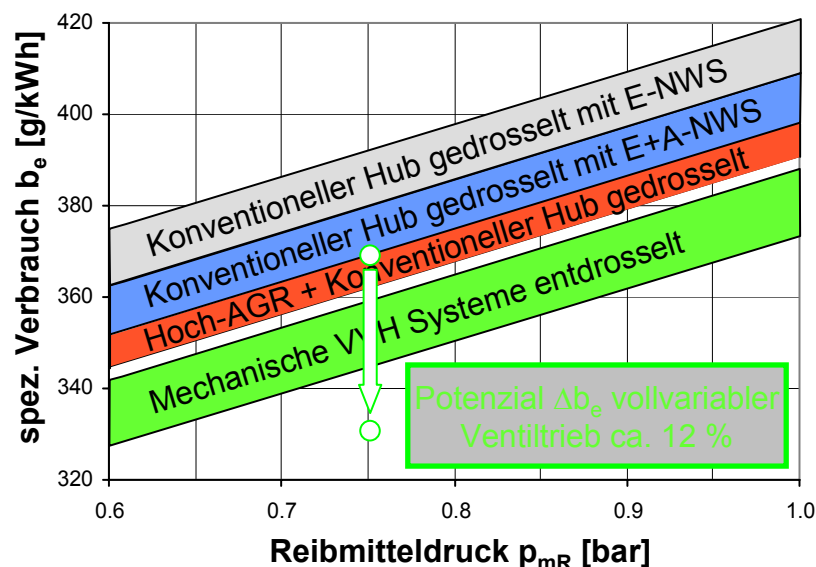


Abbildung 7.28: Darstellung der thermodynamischen Güte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$ (II)

Es ergibt sich bezogen auf den gedrosselten Referenzmotor ein maximales Potenzial zur Reduzierung des effektiven Kraftstoffverbrauchs des nockenwellenlosen Ventiltriebs von $\Delta b_e \approx 12 \%$.

Bezogen auf den identischen, gedrosselten Referenzmotor folgte durch Übergang auf eine entdrosselte Laststeuerung mit mechanisch variablen Ventiltrieben in Kapitel 6.3 ein entsprechend maximales Potenzial von $\Delta b_e \approx 7\%$. Im direkten Vergleich der Ventiltriebssysteme resultiert demnach lediglich ein zusätzlicher Vorteil des elektromotorischen Ventiltriebs von $\Delta b_e \approx 4.6\%$. Dieses Resultat bleibt hinter den hohen Erwartungen an die maßgeblich erweiterte Variabilität bei deutlich gesteigerter Komplexität zurück.

8 Grenzen der entdrosselten Laststeuerung

Die Energieumsetzung des fremdgezündeten Ottomotors unterliegt grundsätzlich stochastischen Schwankungen. Trägt man eine größere Anzahl an Druckverläufen im Hochdruckteil auf, so zeigt sich eine merkbare Variationsbreite der Druckverläufe im Brennraum; gleichbedeutend schwankt der indizierte Mitteldruck p_{mi} je Arbeitspiel. Aus der Variation des Zündwinkels bei konstanter Zylinderfüllung ist die Abhängigkeit des Hochdruckwirkungsgrads von der Lage des Verbrennungsschwerpunkts, quantifiziert an der Lage des 50 % Umsatzpunkts $U50$ des Heizverlaufs, bekannt. Der angestrebte, maximale Hochdruckwirkungsgrad führt zur Forderung einer möglichst geringen Schwankungsbreite des indizierten Mitteldrucks bei Vorgabe eines konstanten Zündwinkels. Die Schwankungsbreite wird durch Auswertung der Standardabweichung σ_{pmi} von 200 gemessenen Arbeitsspielen beschrieben. Das Laufruhekriterium ist im Rahmen der Untersuchungen mit $\sigma_{pmi} < 0.15$ bar definiert.

Der Grund für die zyklischen Schwankungen liegt zum einen in der Streuung der Entflammungsphase [69], [91]. Zeitliche und örtliche Unterschiede der Gemischzusammensetzung im Bereich der punktförmigen Entflammung an der Zündkerze sowie der lokalen Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenz führen zwangsläufig zu einem stochastischen, variablen Beginn der Verbrennung; in der Folge verschiebt sich die weitere Energieumsetzung [70]. Neben dieser indirekten Beeinflussung des Brennverlaufs über den Brennbeginn wird der erzielte Mitteldruck je Arbeitspiel zusätzlich auch durch den Ausbrand bestimmt. Eine stark verschleppte Verbrennung führt ebenfalls zu Wirkungsgradverlusten und damit zu Schwankungen des Mitteldrucks.

Die Entflammungsbedingungen werden bei zunehmender Ladungsverdünnung infolge der abnehmenden Konzentration von Kraftstoff und Sauerstoff bei Zunahme der inerten Anteile von Stickstoff und Restgas verschlechtert [69], [70]. Der steigende Brennverzug erfordert für einen konstanten Brennbeginn zunächst eine primäre Vorverlagerung des Zündzeitpunkts. Da die Energiezufuhr der Zündung jedoch auf einem tieferen Druck- und Temperaturniveau erfolgt und somit die Vorreaktionen in der Kompression weniger stark fortgeschritten sind, liegt ein selbstverstärkender Effekt hinsichtlich erschwelter Entflammungsbedingungen vor. Darüber hinaus nimmt die Brenngeschwindigkeit nach erfolgter Zündung mit der Ladungsverdünnung ab (Kapitel 4.3). Entgegen dem genannten konstanten Brennbeginn ist zur Wahrung einer wirkungsgradoptimalen Schwerpunktlage eine Verschiebung des Brennbeginns in Richtung früh und somit eine weitere Vorverlagerung des Zündwinkels überlagert.

Erfahrungsgemäß nimmt die zyklische Schwankungsbreite überproportional zum Brennverzug zu [58]. Zur Reduzierung des Brennverzugs muss der Abnahme der Brenngeschwindigkeit durch Erhöhung der Ladungsbewegung entgegengewirkt werden (Kapitel 4.4, [93]). Im Weiteren wird die Rückwirkung der Restgasverdünnung auf die zyklischen Schwankungen und somit auf die Grenze der Entdrosselung anhand der Laufgrenze von gedrosseltem Referenzmotor sowie der entdrosselten Laststeuerung über variablen Ventilhub diskutiert.

8.1 Charakteristik der Laufgrenze

Abbildung 8.1 zeigt den Verlauf der Standardabweichung über dem Restgasgehalt der genannten Varianten. Hinsichtlich einer direkten Vergleichbarkeit mit dem Einzylinderbetrieb des nockenwellenlosen Versuchsmotors beschränkt sich auch die Auswertung des gedrosselten Vollmotors lediglich auf den identischen, gefeuerten Zylinder.

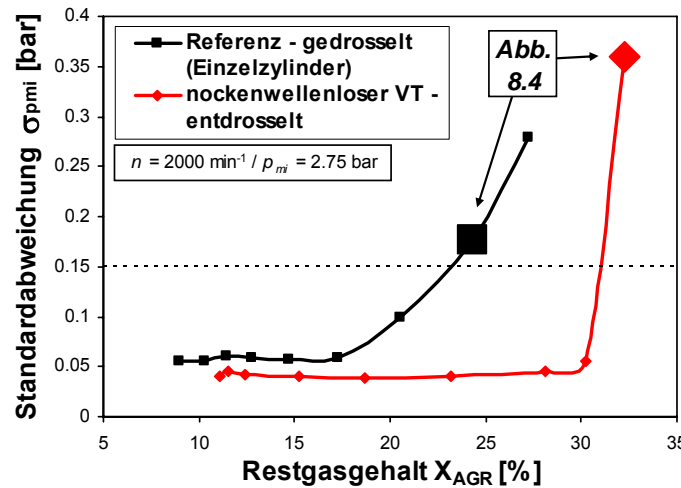


Abbildung 8.1: Vergleich der Laufgrenze abhängig von Restgasgehalt & Brennverfahren

Neben der deutlich höheren Restgasverträglichkeit des entdrosselten Bestpunkts an der Laufgrenze stellt sich ein grundsätzlich unterschiedlicher Verlauf dar. Bereits bei geringem Restgasgehalt liegt die Laufunruhe der gedrosselten Referenz auf einem höheren Grundniveau; mit Zunahme der Ladungsverdünnung steigt die Standardabweichung progressiv an und beschränkt die maximale Entdrosselung über die Abgasrückführung auf einen Restgasanteil von $X_{AGR} \approx 20\%$.

Die entdrosselte Laststeuerung zeigt bis zum Erreichen von $X_{AGR} \approx 30\%$ ein außergewöhnlich gutes, konstantes Laufruhe-Niveau bei $\sigma_{pmi} \approx 0,04$ bar. Die Laufgrenze ist jedoch ganz im Gegensatz zum Referenzmotor durch einen unstetigen, massiven Anstieg der Standardabweichung auf Werte deutlich über dem Laufruhe-Kriterium von $\sigma_{pmi} < 0,15$ bar charakterisiert.

Zur Analyse des differierenden Verhaltens ist in Abbildung 8.2 neben dem Zündwinkel ZUEW die wirkungsgradbestimmende Schwerpunktlage der Verbrennung $U50$ in Abhängigkeit vom Restgasgehalt ergänzt.

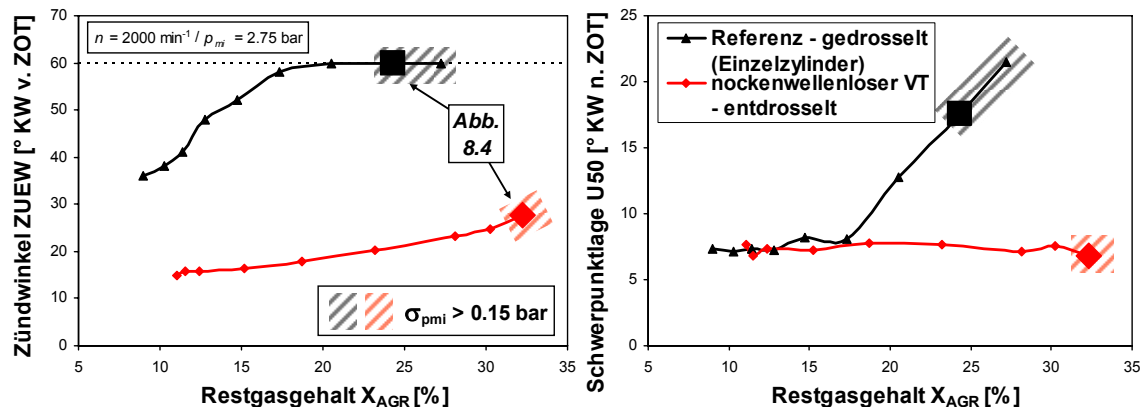


Abbildung 8.2: Vergleich der Zündwinkel & result. Schwerpunktlagen abhängig vom Restgasgehalt

Bei gleichem Restgasanteil von $X_{AGR} \approx 20\%$ zeigt sich im Vergleich der Brennverfahren eine dramatische Zündwinkeldifferenz von $\Delta ZUEW = 40^\circ$ KW. Der Vorteil der späteren Zündwinkel des nockenwellenlosen Ventiltriebs resultiert hier eindeutig aus der deutlich intensivierte Ladungsbewegung als Folge der Maskierung in Kombination mit dem reduzierten Einlassventilhub (Kapitel 7.2, 7.3). Unabhängig vom Restgasgehalt kann die gemittelte Schwerpunktlage der Verbrennung $U50$ stets im wirkungsgradoptimalen Bereich von 6° bis 8° KW gehalten werden.

Die Energieumsetzung der gedrosselten Referenz ist hingegen ohne Maßnahmen zur Verbesserung der Ladungsbewegung verlangsamt. Ausgehend von einem bereits hohen Zündwinkelniveau bei geringem Restgasanteil erfordert eine weitere Ladungsverdünnung eine massive Vorverlagerung des Zündwinkels zur Wahrung der Schwerpunktlage im Optimum. Eine Zündung $ZUEW > 60^\circ$ KW vor Zünd-OT ist nicht mehr sinnvoll kontrollierbar und daher durch das Steuergerät begrenzt. Bei konstantem, maximalen Zündwinkel verschiebt sich mit weiterer Zunahme der Ladungsverdünnung die gemittelte Schwerpunktlage ab einem Restgasgehalt von $X_{AGR} \approx 17\%$ in Richtung spät. Die Energieumsetzung ist nunmehr zwar hinsichtlich des Wirkungsgrads nicht mehr optimal, jedoch erklärt sich hiermit allein noch nicht die mit Verlassen der optimalen Schwerpunktlage ansteigende Laufunruhe (Abbildung 8.1). Ergänzend zeigt Abbildung 8.3 die Standardabweichung der Umsatzpunkte 5 %, 50 % und 90 % der betrachteten Laststeuerverfahren in Abhängigkeit vom Restgasgehalt.

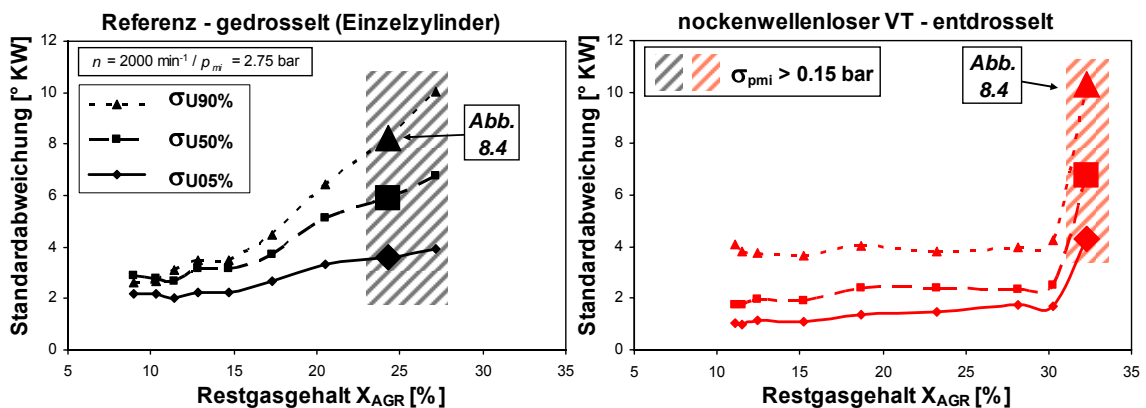


Abbildung 8.3: Vergleich Standardabweichung der Umsatzpunkte abhängig vom Restgasgehalt

Beim entdrosselten Brennverfahren folgt bis unmittelbar zur Laufgrenze nahezu keine Beeinträchtigung der Umsatzpunkte trotz höchstem Restgasgehalt. Infolge des geringen Brennverzugs erweist sich das Brennverfahren bei hoher Ladungsbewegung als außerordentlich stabil. Im Gegensatz dazu steigt die Standardabweichung der Umsatzpunkte der gedrosselten Referenz mit Zunahme des Restgasgehalts kontinuierlich an. Es bestätigt sich der überproportionale Anstieg der zyklischen Schwankungen mit dem Brennverzug.

Zur Analyse des differierenden Verhaltens der Konzepte ist eine Betrachtung der Einzelzyklen notwendig. Die in den vorangegangenen Abbildungen hervorgehobenen Betriebspunkte nach Überschreiten des Grenzkriteriums sind in Abbildung 8.4 anhand des Verhaltens des indizierten Mitteldrucks p_{mi} der einzelnen Arbeitsspiele über den betrachteten Gesamtzyklen einer Messung dargestellt.

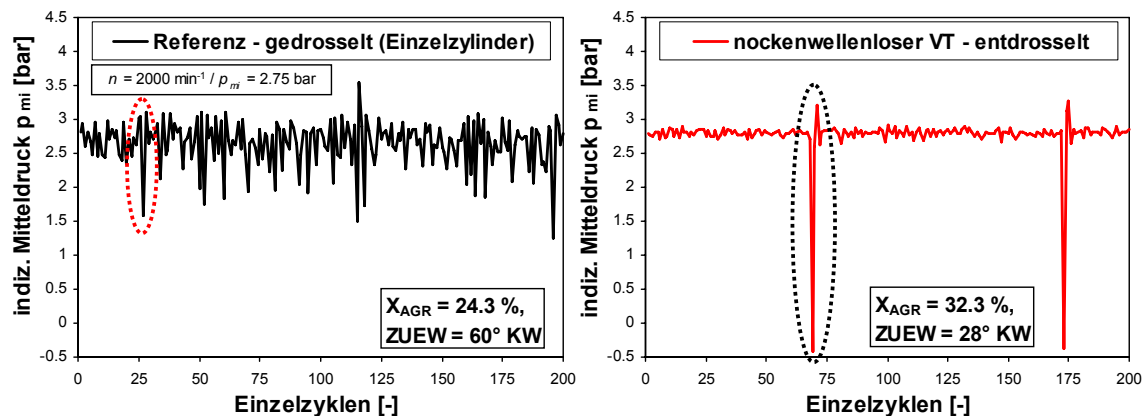


Abbildung 8.4: Verhalten an der Laufgrenze über Einzelzyklen abhängig von der Laststeuerung

Der drosselgeregelte Zylinder zeigt einen sehr unruhigen Lauf mit stark variierendem indiziertem Mitteldruck p_{mi} der Einzelarbeitsspiele; das Laufruhekriterium wird mit $\sigma_{p_{mi}} = 0.17 \text{ bar}$ infolge der hohen Schwankungsbreite zwischen minimal 1.5 bar bis maximal 3.5 bar um den angestrebten Mittelwert von $p_{mi} = 2.75 \text{ bar}$ überschritten.

Ein gänzlich anderes Verhalten ist bei entdrosselter Laststeuerung über Frühen Einlass Schluss mit reduziertem Einlasshub erkennbar. Die weitaus dominierende Anzahl an Einzelzyklen zeigt eine enge Streuung von lediglich $\Delta p_{mi} \approx \pm 0.15 \text{ bar}$ und erklärt somit das ausgesprochen gute, konstante Laufruhe-Niveau vor Erreichen der Laufgrenze. Der Grund des unstetigen Verlaufs der Standardabweichung liegt demnach ausschließlich in zwei komplett anormalen Arbeitsspielen begründet, welche aufgrund ihres indizierten Mitteldrucks von $p_{mi} < 0 \text{ bar}$ als Komplett-Aussetzer zu bewerten sind.

Die abschließende Analyse der Flammenfront mittels der optischen Verbrennungsdiagnostik beschränkt sich auf 5 aufeinander folgende Einzelarbeitsspiele jeweils vor und hinter atypischen Verbrennungen. Die betrachteten Zyklen sind in Abbildung 8.4 hervorgehoben. Die Visualisierung konzentriert sich jeweils auf den Hochdruckteil im Bereich von 60° KW vor bis 100° KW nach Zünd-OT. In Abbildung 8.5 sind neben den Zylinderdruckverläufen die Helligkeitsintensitäten der 8 Lichtleiter über eine Farbcodierung dargestellt. Die Helligkeit ist neben der maßgeblichen Energieumsetzung unmittelbar nach Entflammung im Verlauf der Verbrennung von den hochdynamischen Größen Zylinderdruck, Temperatur und Dichte abhängig; eine direkte Korrelation zum Brennverlauf ist daher nicht möglich.

Die gedrosselte Referenz zeigt in Übereinstimmung mit Abbildung 8.2 eine verspätete Verbrennungslage. Besonders der mittig abgebildete Zyklus c ist Folge einer verspäteten Verbrennungseinleitung. Die Helligkeitsschwelle als Indikator der frühen Flammenfront wird erst deutlich nach Durchlaufen eines ersten Druckmaximums infolge der reinen Kompression überschritten. Die späte Verbrennungslage führt zu einer thermodynamisch ungünstigen Energieumsetzung, so dass lediglich ein indizierter Mitteldruck von $p_{mi} \approx 1.6 \text{ bar}$ erreicht wird. Da die Verbrennung weit in die Expansion hereinreicht, ist durch den starken Temperaturabfall von einem unzureichenden Ausbrand bis hin zum vorzeitigen Erlöschen der Flamme bspw. in der Nähe der relativ kalten Brennraumwände (Flame Quenching) auszugehen.

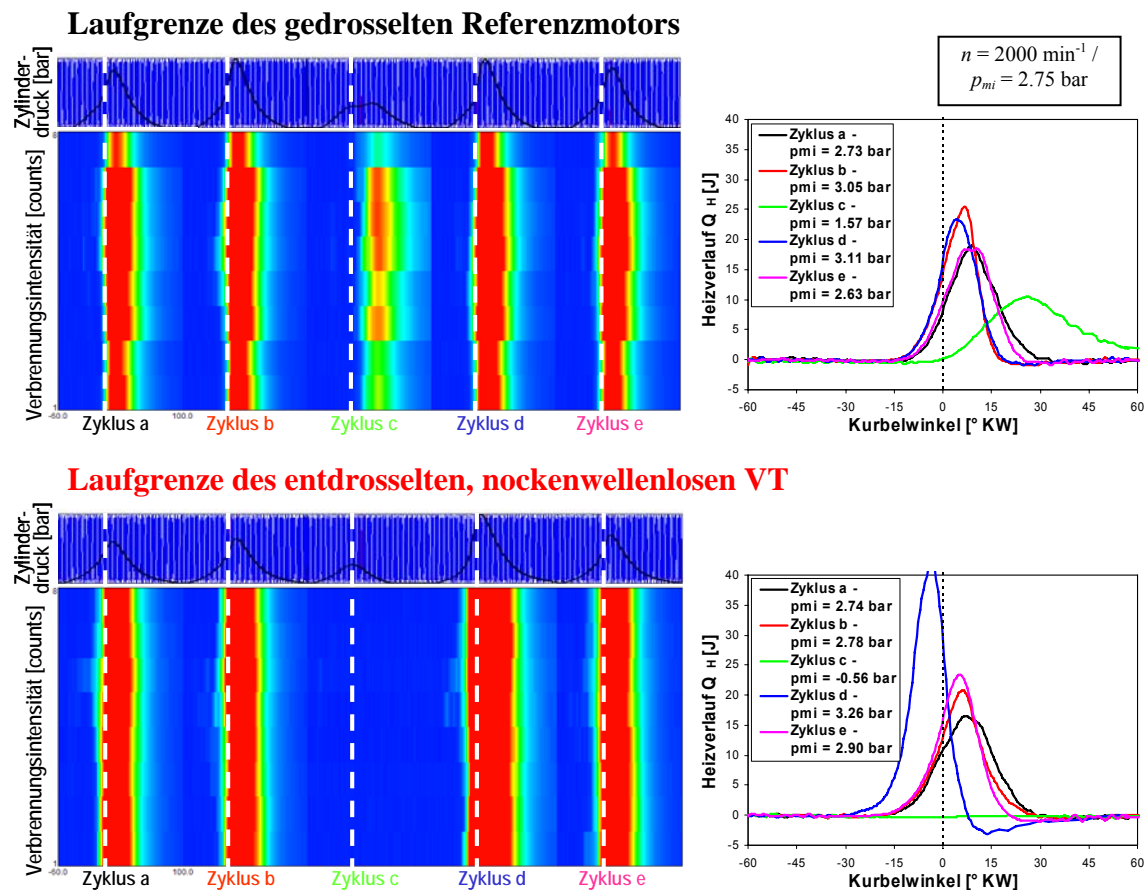


Abbildung 8.5: Flammenfront & Heizverlauf an gedrosselter bzw. entdrosselter Laufgrenze

Im Gegensatz dazu zeigt sich in Analogie zu den bemerkenswert ähnlichen indizierten Mitteldrücken der Einzelzyklen bei entdrosselter Laststeuerung eine gleichförmige Verbrennung trotz sehr hohem Restgasgehalt von $X_{AGR} \approx 33\%$. Ohne erkennbaren Zusammenhang zum vorherigen Arbeitsspiel versagt jedoch im mittleren Zyklus die Entflammung komplett. Da keinerlei Verbrennungsintensität detektiert wird, handelt es sich um einen klassischen Aussetzer, so dass der indizierte Mitteldruck p_{mi} infolge der Ladungswechselarbeit einen negativen Wert annimmt. Im unmittelbar folgenden Arbeitsspiel wird anstelle des reinen Abgases vorrangig aufbereitetes Gemisch aus dem Krümmer zurückgesaugt, was die intensivere Verbrennung anhand des Druckverlaufs bzw. den höheren indizierten Mitteldruck von $p_{mi} \approx 3.3$ bar erklärt. Grundsätzlich treten auch hier Schwankungen im Brennbeginn auf, jedoch ist die Schwankungsbreite proportional zum deutlich geringeren Brennverzug reduziert. Selbst vereinzelte, relativ späte Brennbeginne führen infolge der hohen Brenngeschwindigkeit aufgrund der Turbulenz noch zur vollständigen Energieumsetzung und erklären die geringe Schwankung des indizierten Mitteldrucks p_{mi} trotz des hohen Restgasanteils.

Zusammengefasst ist die Entdrosselung über die Abgasrückführung bei der gedrosselten Referenz über die abnehmende Brenngeschwindigkeit bei maximalem Brennverzug limitiert. Die Schwankungen des indizierten Mitteldrucks der Einzelzyklen sind Folge verspäteter Energieumsetzungen und letztlich stark variierender Brennenden. Die Laufunruhe wird im eigentlichen Sinne durch die Varianz bestimmt. Eine Verbesserung ist prinzipiell durch Optimierung der Ladungsbewegung (Einlasskanal, Ladungsbewegungs-klappe, Brennraummaskierung) möglich.

Im Gegensatz dazu stellt das entdrosselte Brennverfahren ein konkurrenzlos hohes Niveau der Zylinderinnenströmung und Turbulenz bereit. Nach Entflammung resultiert trotz höchster Restgasverdünnung sowie den prinzipiellen zyklischen Schwankungen eine außergewöhnlich stabile Verbrennung. Das Entdrosselungspotenzial durch fortgesetzte Ladungsverdünnung ist jedoch durch eine reproduzierbare, sichere Entflammung begrenzt.

8.2 Entflammung stark verdünnter Gemische

Aufbauend auf das sehr gute Brennverhalten der entdrosselten Laststeuerung erscheint eine Fortsetzung der Entdrosselung über die Ladungsverdünnung theoretisch möglich, wenn es gelingt, die sporadischen Aussetzer zu vermeiden. Eliminiert man in Abbildung 8.4 die beiden Aussetzer sowie den direkt beeinflussten, nachfolgenden Zyklus, so ergibt sich in dieser theoretischen Betrachtung eine weiterhin sehr gute Laufruhe bei einer Standardabweichung $\sigma_{pmi} \approx 0.06$ bar. Einer weiterhin reproduzierbaren Entflammung trotz höchster Ladungsverdünnung kommt daher die entscheidende Bedeutung zu.

Im Folgenden wird das Brennverhalten chronologisch in die Entflammungsphase von Zündung bis zur ersten Druckerhöhung im Brennraum sowie den anschließenden Brennverlauf unterteilt. Für die Energieumsetzung ist die Brenngeschwindigkeit maßgeblich, die mit der Reaktionsgeschwindigkeit der Verbrennung gleichzusetzen ist. Der Zusammenhang zwischen der Umsetzung der aufbereiteten Gemischmasse und der Brenngeschwindigkeit folgt nach [69] gemäß:

$$\frac{dm_v}{dt} = \rho_u A_f w_B \quad (8.1)$$

mit	m_v	-	umgesetzte Gemischmasse [kg]
	ρ_u	-	Dichte unverbranntes Gemisch [kg/m ³]
	A_f	-	Flammenoberfläche [m ²]
	w_B	-	Brenngeschwindigkeit [m/s]

Die Brenngeschwindigkeit w_B setzt sich aus den anteiligen Geschwindigkeiten des laminaren und turbulenten Teils zusammen (Kapitel 4.4):

$$w_B = w_{BL} + w_{BT} = w_{BL} \left(1 + \frac{w_{BT}}{w_{BL}}\right) \quad (8.2)$$

mit	w_{BL}	-	laminare Brenngeschwindigkeit [m/s]
	w_{BT}	-	turbulente Brenngeschwindigkeit [m/s]

Nach Heywood [78] und Peters [94] ist für die Entflammungsphase mit Ausbildung eines stabilen Flammenkerns im Bereich der Zündkerze die laminare Brenngeschwindigkeit von ausschlaggebender Bedeutung, während die gesamte Brenngeschwindigkeit im weiteren Verlauf der Verbrennung stark von der Turbulenz geprägt wird. Entsprechend der Unterteilung und Konzentration auf die Entflammungsphase kann demnach der Einfluss der Turbulenz auf die Entflammung vernachlässigt werden.

Durch ausschließlichen Bezug auf den Beginn der Verbrennung unmittelbar nach der Fremdzündung vereinfacht sich (8.1) in eine übergeordnete Abhängigkeit von der laminaren Brenngeschwindigkeit [95]:

$$\frac{dm_v}{dt} = \rho_u A_f w_{BL} \quad (8.3)$$

Zur Verbesserung der Entflammungsbedingungen ist eine möglichst hohe laminare Brenngeschwindigkeit anzustreben. Eine mögliche Einflussnahme lässt sich anschaulich über die Gastheorie der makroskopischen Kinetik herleiten.

Zusammenfassend gilt:

- Eine chemische Umwandlung der Ausgangsstoffe (Edukte) in die Produkte setzt einen Zusammenstoß der Teilchen mit ausreichend hoher Energie voraus
- Treffen sich hingegen Teilchen mit zu niedriger Energie, so erfolgt statt der chemischen Reaktion lediglich ein elastischer Stoß unter Wärmeverlust
- Die Wahrscheinlichkeit, mit der Eduktteilchen mit der notwendigen Mindestenergie oder auch mehr zusammentreffen, entscheidet, ob und wie schnell eine Umwandlung stattfindet.

Demnach sind als Möglichkeiten zur Erhöhung der Wahrscheinlichkeit einer chemischen Umwandlung gegeben:

- Temperaturerhöhung - je höher die Temperatur der Reaktionspartner, umso mehr Teilchen weisen die erforderliche Mindestenergie oder mehr auf
- Konzentrationserhöhung - je höher die Konzentration der aktiven Reaktionspartner, desto wahrscheinlicher ist ein wirksamer Zusammenstoß mit ausreichendem Energieniveau.

Die Reaktionsgeschwindigkeit, als grundlegende Größe der Kinetik, gibt an, wie viele Teilchen pro Zeiteinheit in einer chemischen Reaktion umgesetzt werden. Die Abhängigkeit der Reaktionsgeschwindigkeit von den Konzentrationen wird als Reaktionsordnung bezeichnet. Die stöchiometrische Verbrennung entspricht chemisch einer Redoxreaktion zweiter Ordnung, da die Reaktionsgeschwindigkeit von der Konzentration der beiden Ausgangsstoffe Kraftstoff und Sauerstoff abhängig ist.

Die Temperaturabhängigkeit wird darüber hinaus chemisch durch den Geschwindigkeitskoeffizienten k berücksichtigt, der auf den Exponentialansatz nach Arrhenius zurückgeht. Letztlich lässt sich die Reaktionsgeschwindigkeit und gleichbedeutend die Brenngeschwindigkeit zusammenfassend beschreiben [96]:

$$v = \frac{dm_v}{dt} = k [C_x H_y O_z] [O_2] = A e^{\frac{-E_A}{RT}} [C_x H_y O_z] [O_2] \quad (8.4)$$

mit	v	-	Reaktionsgeschwindigkeit der Verbrennung [mol/m ³ s]
	k	-	Geschwindigkeitskoeffizient [1/s]
	$[C_x H_y O_z]$	-	Kraftstoff – Konzentration [mol/m ³]
	$[O_2]$	-	Sauerstoff – Konzentration [mol/m ³]
	A	-	präexponentieller Faktor [1/s]
	E_A	-	Aktivierungsenergie [J/mol]
	R	-	allgemeine Gaskonstante [J/mol K]

Im Ottomotor wird die homogene Zylinderfüllung bei gegebenen Konzentrationsverhältnissen nach Abschluss des Ladungswechsels komprimiert, was zur Erhöhung der Temperatur in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis und der Starttemperatur im LW-UT führt. In der kurzen Zeit laufen zwar Vorreaktionen mit dem Zerfall in erste, aktive Zwischenprodukte ab, jedoch ist die Temperatur für eine ausreichend große Reaktionsgeschwindigkeit zu gering.

Die Entflammung wird durch örtliche, sehr hohe Energiezufuhr durch den Plasmastrahl der Zündkerze initiiert. Als Ausgangspunkt ist die Temperatur des Gases zum Zeitpunkt der Zündeinleitung T_{ZZP} entscheidend. Für eine reproduzierbare Entflammung muss die Temperaturerhöhung als Folge der externen Energiezufuhr ausgehend von der Temperatur zum Zündzeitpunkt T_{ZZP} ausreichend hoch liegen, um die Zündgrenze des Gemischs sicher zu überschreiten. Im Folgenden wird eine Kettenreaktion unter endothermem Zerfall weiterer aktiver Teilchen ausgelöst. Die Summe aus abgeführter Wärme und erforderlicher Zerfallsenergie muss hierzu notwendigerweise geringer ausfallen, als die einsetzende Wärmefreisetzung durch die beginnende Verbrennung. Somit kommt es im Regelfall über die Temperaturerhöhung der einsetzenden Verbrennung zur lawinenartigen Selbstbeschleunigung (thermische Entflammung) [86].

Die Darstellung der Zündgrenzen abhängig von der Temperatur zum Zündzeitpunkt, der Konzentration der aktiven Teilchen sowie der Zündenergie erfolgt zumeist prinzipiell. Eine sichere Entflammung ist immer dann gewährleistet, wenn die resultierende Temperaturerhöhung durch die Zündung zu einer Gemischtemperatur oberhalb der minimalen Entflammungstemperatur T_{min} führt.

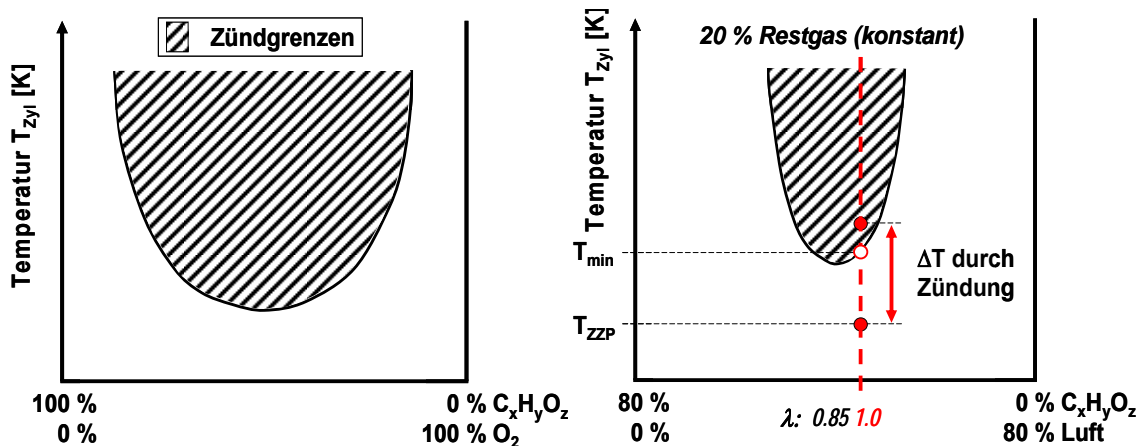


Abbildung 8.6: Prinzipielle Abhängigkeit der Zündgrenzen im Ottomotor [70], [84], [92]

Die in Abbildung 8.6 links dargestellte, idealisierte Betrachtung einer Kraftstoffumsetzung mit reinem Sauerstoff ohne jegliches Restgas ist auf die Konzentrationsabhängigkeit der Edukte begrenzt. Bei zusätzlicher, inerter Ladungsverdünnung schränken sich die Zündgrenzen weiter stark ein und sind infolge der Konzentrationsabnahme auf ein höheres Temperaturniveau verschoben. Abbildung 8.7 beschränkt sich zudem ausschließlich auf das stöchiometrische Luftverhältnis und erlaubt somit die Abstraktion der Abhängigkeit der minimalen Zündtemperatur T_{min} vom Restgasgehalt.

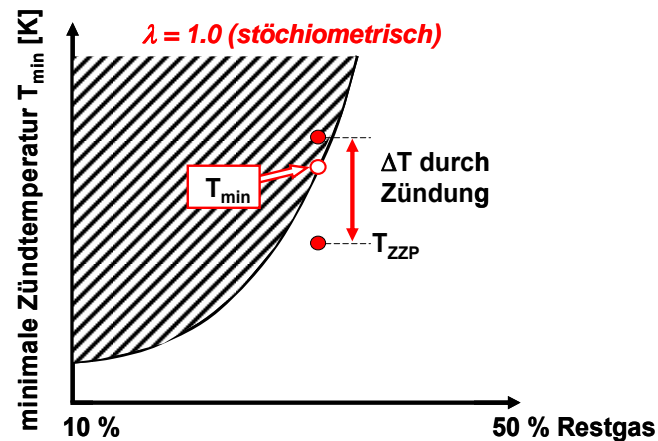


Abbildung 8.7: Minimale Zündtemperatur abhängig vom Restgasgehalt bei stöchiometrischem Betrieb

Zusammenfassend verschlechtern sich die Zündbedingungen im realen, motorischen Betrieb mit zunehmender Restgasrückführung aufgrund der Abnahme der Konzentrationen von Kraftstoff und Sauerstoff in der Zylinderfüllung. Die minimale Zündtemperatur T_{min} zur sicheren Entflammung zeigt aufgrund des Arrhenius Ansatzes einen exponentiellen Verlauf. Während der Anstieg bei geringer Ladungsverdünnung noch moderat ausfällt, erfordert eine geringe Zunahme des Restgasgehalts bei bereits hoher Ladungsverdünnung eine immer deutlicher ansteigende Mindesttemperatur. Da der Energieeintrag der Zündung als konstant anzunehmen ist, ist das Temperaturniveau zum Ende der Kompression ausschlaggebend. Wird die minimale Zündtemperatur T_{min} nicht erreicht, so überwiegt die Wärmeabfuhr und bedingt den Abbruch der Kettenreaktionen der Entflammung.

8.3 Prinzipielle Beeinflussung der Aussetzergrenze

Entgegen der bisherigen, vereinfachten Betrachtung des ideal homogenisierten Gemischs sind im realen Betrieb weiterhin die zyklischen Schwankungen überlagert. Somit verbleiben die nachfolgenden Einflussfaktoren als Ursachen der sporadischen Aussetzer an der Laufgrenze der entdrosselten Laststeuerung:

- Homogenisierung
- Thermodynamischer Zustand (Temperatur, Druck zum Zündzeitpunkt)
- Konzentration
- Zündenergie

Die Einflussgrößen sind keineswegs als unabhängig voneinander zu betrachten, sondern vielmehr ist von einer hohen gegenseitigen Beeinflussung auszugehen.

Über eine Prinzipbetrachtung wird im Folgenden versucht, die Wirkung der aufgezeigten, überlagerten Einflussfaktoren zur Vermeidung von Aussetzern ansatzweise zu erläutern. Abschließend ist die Aussage entscheidend, inwiefern eine Verschiebung der Entflammungsgrenze durch gezielte Beeinflussung möglich erscheint.

Güte der Homogenisierung der Zylinderfüllung - Homogenisierung

Wie bereits in Kapitel 7.4 ausgeführt, ist eine Quantifizierung der Restgas-Gemisch-Homogenisierung über die CFD Simulation auf Basis der gemessenen Druckverläufe möglich. Hierzu wurden bislang gemittelte Druckverläufe über 200 Einzelzyklen zur Bewertung verschiedener Strategien verwendet. Im Gegensatz dazu erfordert eine Aussage über die Schwankungsbreite im motorischen Betrieb die getrennte Simulation ausgewählter Arbeitsspiele.

Veränderungen in der Homogenisierung sind in der Simulation nur bei Schwankung der aufgeprägten Druckverläufe an den Ventilen zu erwarten, da hiermit die resultierenden Massenströme sowie die Innenströmung beeinflusst werden. Betrachtet man demnach aufeinander folgende Arbeitsspiele in gesonderten Einzelberechnungen, so zeigen sich jedoch nur sehr geringe Unterschiede; im Besonderen in unmittelbarer Nähe der Aussetzer sind die Differenzen unauffällig gering und stellen nicht etwa die oberen oder unteren Einhüllenden der Gesamtzyklen dar. Die Größe der Druckunterschiede mit $\Delta p < 10$ mbar ist darüber hinaus bereits im Rahmen der Messgenauigkeit der Druckquarze, so dass sich eine Simulation unter Berücksichtigung dieser Rechengenauigkeit als nicht zielführend erweist. Es kann keine signifikante Änderung der Homogenisierung festgestellt werden und somit auch kein Zusammenhang zwischen einer zyklisch ungünstigeren Homogenisierung und der ausbleibenden Entflammung.

Gleichermaßen entscheidend ist die Gleichverteilung von Kraftstoff und Frischluft in der Zylinderfüllung (Kapitel 7.5). Eine Abbildung der zyklischen Schwankungen der Kraftstoffeinspritzung ist mit der Genauigkeit der Modellannahmen nicht gegeben.

Neben den Druckverläufen können geringe Schwankungen in den Steuerzeiten der Einzelzyklen Einfluss auf die Zylinderfüllung nehmen. Zu beachten ist hierbei, dass gerade der restgasbestimmende Auslass Schluss mit $AS \approx 420^\circ \dots 440^\circ$ KW im Bereich maximaler Kolbengeschwindigkeit liegt (Kapitel 6.2); eine geringe Abweichung bewirkt demnach bereits eine spürbare Veränderung der rückströmenden Masse. Analog zu den Druckverläufen zeigen sich auch bei expliziter Auswertung der gemessenen Hubverläufe keinerlei Auffälligkeiten der Zyklen in Aussetzernähe. Die Genauigkeit der Verläufe sowie im Besonderen der Schließzeiten bestätigt sich abermals als eindrucksvoll hoch.

Eine Rückwirkung der zyklenspezifischen Homogenität von Kraftstoff, Frischluft und Restgas im lokalen Zündvolumen zwischen den Elektroden kann somit nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Hierzu sind aufwändige Sondermessungen erforderlich, wobei die zyklischen Schwankungen stets überlagert bleiben.

Einfluss der Ansauglufttemperatur – Thermodynamischer Zustand

Zur gezielten Erhöhung der Temperatur zum Zündzeitpunkt T_{ZZP} wird die Ansauglufttemperatur über eine externe Konditionierung angehoben. Wie Abbildung 8.8 im Vergleich an der Laufgrenze bei identischer Strategie zeigt, gelingt eine moderate Erhöhung der Restgasverträglichkeit um $\Delta X_{AGR} \approx 2\%$. Das Temperaturniveau zum Ende der Kompression entscheidet über die sichere Entflammbarkeit bei hoher Ladungsverdünnung.

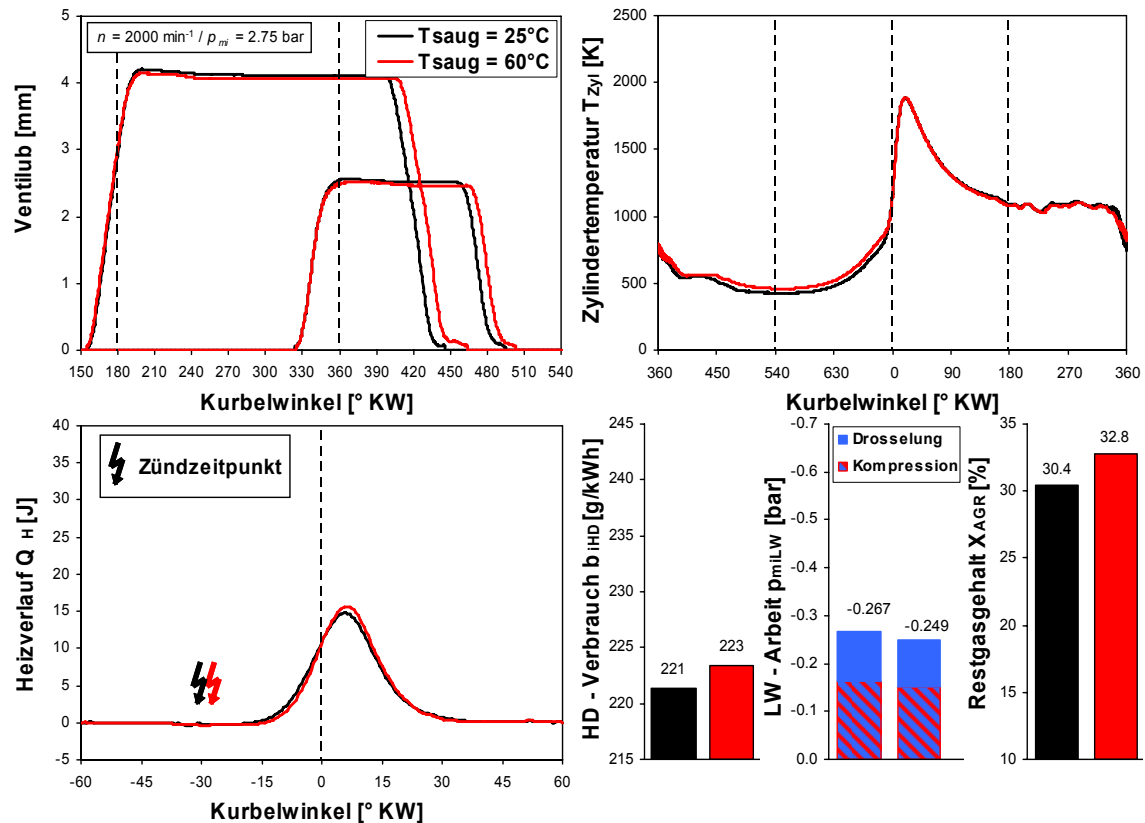


Abbildung 8.8: Thermodynamisches Verhalten an der Laufgrenze abhängig von der Ansaugtemperatur

Neben einem späteren Einlass Schluss führt die Temperaturdifferenz in der Ansaugluft zu einem höheren Temperaturniveau zur Zündung. Der Zündzeitpunkt kann leicht in Richtung spät verschoben werden, was die Zündbedingungen weiter verbessert. Somit folgt die geringste Ladungswechselarbeit am konstanten Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{mi} = 2.75 \text{ bar}$ im Rahmen der gesamten Untersuchung.

Mit der Temperaturerhöhung nimmt jedoch der Wandwärmeverlust zu und gleichbedeutend der Hochdruckwirkungsgrad η_{iHD} ab. Die relativ kleine, jedoch entscheidende Differenz im Kraftstoffverbrauch des Hochdruckteils b_{iHD} konnte über wiederholte Messungen statistisch reproduzierbar bestätigt werden. Anhand des Prinzipversuchs wird der Zielkonflikt aus maximaler Entdrosselung sowie der Optimierung des Kraftstoffverbrauchs im Hochdruckteil deutlich.

Es bestätigt sich die theoretisch hergeleitete, maßgebliche Abhängigkeit der Entflammungsbedingungen von der Temperatur zum Zündzeitpunkt. Bei hoher Restgasverdünnung erfordert die Abnahme der Konzentration der reaktiven Teilchen von Kraftstoff und Sauerstoff eine Kompensation der sich verschlechternden Zündbedingungen durch eine Zunahme der Zündtemperatur.

Trotz gesteigerter Restgasverträglichkeit ergibt sich kein Potenzial zur Verbesserung des Gesamtwirkungsgrads, da der indizierte Kraftstoffverbrauch konstant bleibt. Eine reale Umsetzung der Temperaturerhöhung ist zudem im dynamischen Betrieb nicht ausreichend schnell darstellbar.

Alternative Beeinflussung der Zylinderfüllung - Konzentration

Als weitere, theoretische Möglichkeit zur Erhöhung der Wahrscheinlichkeit eines wirksamen Zusammenstoßes (Kapitel 8.2) wurde die Erhöhung der Konzentration der Edukte von Kraftstoff und Sauerstoff aufgezeigt. Eine zusätzliche Einspritzung von Kraftstoff führt jedoch über ein unterstöchiometrisches Luftverhältnis $\lambda < 1$ zwangsläufig zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch bei zusätzlicher Schadstoffemission. Somit verbleibt die Steigerung der Sauerstoff-Konzentration in der Ansaugluft.

Bei der bisher diskutierten Ladungsverdünnung durch Abgasrückführung bleiben die Kraftstoffmasse sowie die über das stöchiometrische Luftverhältnis definierte Sauerstoffmasse konstant. Die Steigerung der Zylinderfüllung über zusätzliches Restgas geht grundsätzlich mit einer Abnahme der Konzentration der beiden, reaktiven Komponenten einher. Hinsichtlich der Wahrscheinlichkeit eines wirksamen Zusammenstoßes verschlechtern sich somit die Entflammungsbedingungen.

Um die Sauerstoffkonzentration trotz zunehmender Restgasrückführung konstant zu halten, ist prinzipiell eine Anreicherung der Frischluft mit reinem, externem Sauerstoff denkbar. Die Beschränkung der Untersuchung auf das stöchiometrische Luftverhältnis bedingt jedoch weiterhin eine konstante Sauerstoffmasse. In der Folge führt die Steigerung der Sauerstoffkonzentration bei gleich bleibender Sauerstoffmasse zwangsläufig zu einer Reduzierung der angesaugten, angereicherten Frischluft. Zudem reduziert sich der natürliche Anteil des Stickstoffs $[N_2]$ in der angereicherten Frischluft umgekehrt zur Zunahme der Sauerstoffkonzentration von natürlichen $[O_2] \approx 21\%$ auf bspw. 40% . Sowohl die abnehmende, inerte Stickstoffmasse als vor allem auch die abnehmende Gesamtfüllung widerspricht dem Ziel der Entdrosselung über eine fortgesetzte Ladungsverdünnung. Auch wenn theoretisch die Wahrscheinlichkeit wirksamer Zusammenstöße von Kraftstoff und Sauerstoff erhöht wird, resultiert ein Wirkungsgradnachteil infolge der erhöhten Ladungswechselerbeit.

Variation konventioneller Zündsysteme – Zündenergie

Wie Abbildung 8.6 zeigt, muss die Differenz aus der Temperatur zum Kompressionsende T_{ZZP} zur erforderlichen, minimalen Zündtemperatur T_{min} durch den Energieeintrag des Zündsystems bereitgestellt werden. Die exponentielle Zunahme der erforderlichen Zündtemperatur T_{min} mit fortgesetzter Restgasrückführung kann somit theoretisch bei gegebener Temperatur zum Zündzeitpunkt T_{ZZP} durch eine Steigerung der Zündenergie kompensiert werden.

Gerade in Kombination mit der Entwicklung geschichteter Brennverfahren sind die Anforderungen und Einflussmöglichkeiten von Zündsystemen auf die Abmagerbarkeit in zahlreichen Veröffentlichungen untersucht worden [73], [74], [81], [95], [97], [98]. Übereinstimmend zeigt sich bislang lediglich eine geringe Erweiterung der Magerlaufgrenze bzw. der Restgasverträglichkeit. Der exponentielle Anstieg der Mindestzündtemperatur T_{ZZP} erfordert eine größere Spreizung der Zündenergien als derzeit über bekannte Modifikationen an konventionellen Zündsystemen erreichbar sind.

Eine deutliche Erweiterung der Entflammungsgrenze sollte durch den Übergang auf neuartige, unkonventionelle Zündsysteme angestrebt werden. Da sich derartige Ansätze jedoch noch im Forschungsstadium befinden, ist eine kurzfristige Verwendung derzeit nicht abzusehen. Neben der kritischen Dauerhaltbarkeit muss zudem der Wirkungsgrad für die zusätzlich aufzubringende Energie verbessert werden, um ein lohnenswertes Gesamtverhältnis zur Reduzierung des effektiven Verbrauchs zu ermöglichen.

Zusammenfassung

Die Ladungsverdünnung bleibt bei entdrosselter Laststeuerung mit vollvariablem Ventilhub bei sehr hohem Restgasgehalt durch erste, sporadische Aussetzer bei ansonsten weiterhin gutem Brennverhalten limitiert. Die Entflammungsgrenze ist hierbei extrem scharf. Ignoriert man die ersten Aussetzer und erhöht die Ladungsverdünnung dennoch lediglich um minimale Anteile, so bricht die Verbrennung vollständig zusammen. Es liegt eine Selbstverstärkung des Temperatureinflusses vor, da bei vermehrten Aussetzern die Temperaturerhöhung durch das heiße, interne Restgas ausbleibt.

Während die minimale Zündtemperatur den Gesetzmäßigkeiten der Kinetik folgt und über die zunehmende Ladungsverdünnung die Zündbedingungen exponentiell erschwert, verbleibt zur Einflussnahme lediglich die Temperatur zum Kompressionsende. Hier jedoch bestätigt sich ein eindeutiger Zielkonflikt:

Setzt man eine ausreichende Ladungsbewegung voraus, so verbessert eine Erhöhung des Einlasshubs die Drosselverluste; der Hochdruckwirkungsgrad profitiert von reduzierten Prozesstemperaturen über die Verminderung der Temperatur zum Kompressionsstart durch früheres Schließen der Einlassventile. Genau diese Temperaturabsenkung beeinflusst jedoch unmittelbar die sichere Entflammung bei hoher Ladungsverdünnung. Zur Wahrung der Laufruhe muss der Restgasgehalt reduziert werden, gleichbedeutend steigt die Ladungswechselarbeit.

Im Umkehrschluss steigt zwar die Temperatur mit reduziertem Einlasshub und spätere Einlass Schließt, jedoch kann der erhöhte Drosselverlust bei Nachteilen im Verbrennungswirkungsgrad nicht mehr durch entsprechend stark zunehmende Restgasverdünnung kompensiert werden.

8.4 Fortgesetzte Entdrosselung mittels Hubverlaufsformung

Die bisherigen Untersuchungsergebnisse inkl. der Bestwerte des nockenwellenlosen Systems wurden ausschließlich mit symmetrischen Hubkurven der Einlass- bzw. Auslassventilpaare erzielt. Im Gegensatz dazu zeigten sich asymmetrische Konturen in Verbindung mit mechanischen Systemen als geeignet, das Entdrosselungspotenzial zu erweitern (Kapitel 6.2). Die nahezu unbeschränkten Freiheitsgrade des nockenwellenlosen Ventiltriebs werden daher ebenso hinsichtlich einer weiteren Reduzierung der Ladungswechselverluste durch spezielle Formung der Hubverläufe untersucht. Abbildung 8.9 fasst einige Strategien zur Beeinflussung der einströmenden Massen, der Ladungsbewegung bzw. der Homogenisierung zusammen.

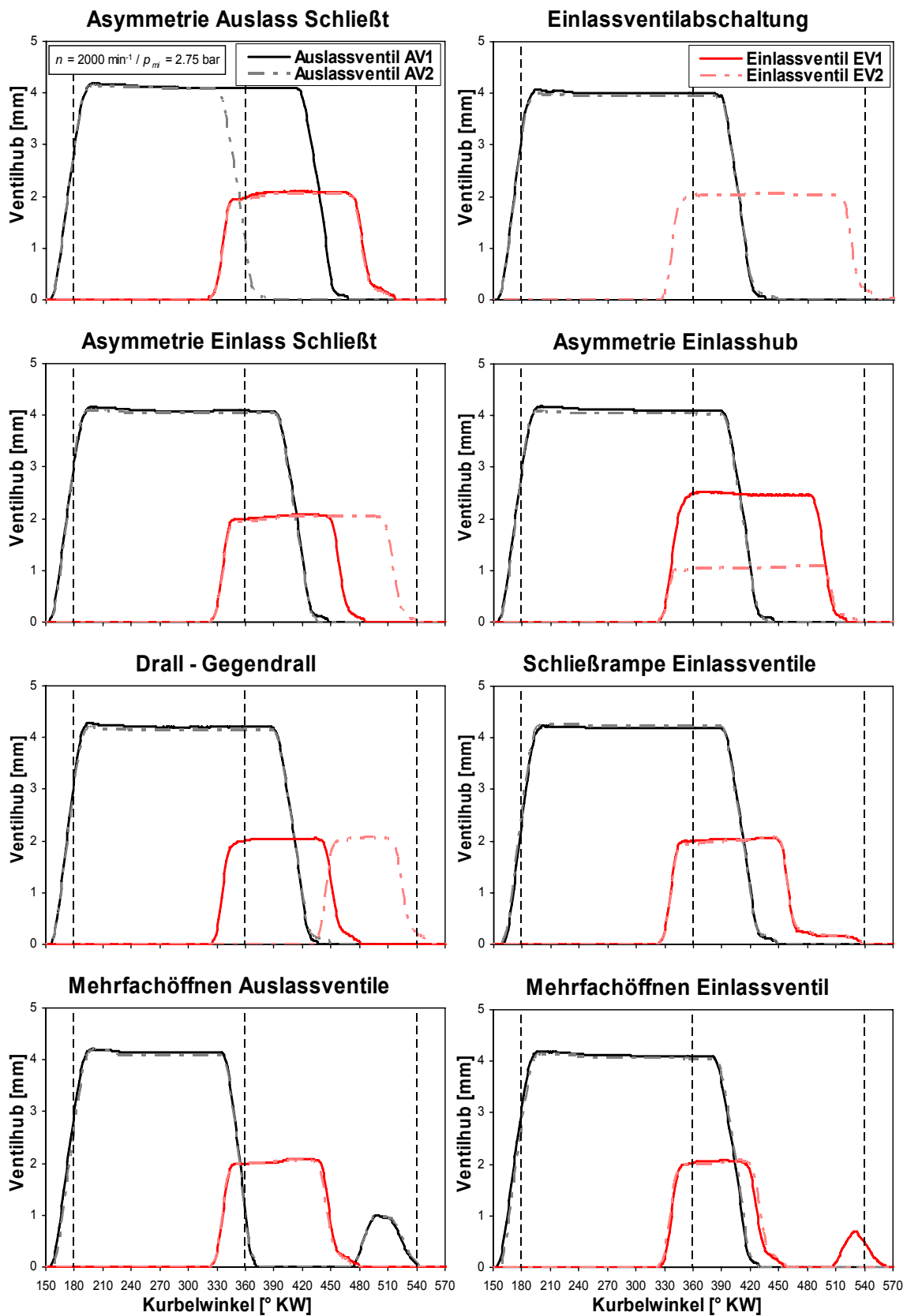


Abbildung 8.9: Unkonventionelle Steuerzeit- bzw. Hubstrategien bei voller Variabilität

Mit keiner der hier ausgewählt wiedergegebenen Kombinationen von asymmetrischen Steuerzeiten und/oder Hüben kann der Wirkungsgrad weiter verbessert werden. Vielmehr geht jede Beeinflussung der Ladungsbewegung durch Asymmetrie mit

steigenden Ladungswechselverlusten einher. Der Kompromiss aus bedarfsgerechter Ladungsbewegung bei Minimierung der Drosselverluste gelingt resultierend am Besten mit symmetrischen Einlasskonturen in Verbindung mit der Restgassteuerung über symmetrischen Auslass Schließt.

Die Grenze der Entdrosselung verbleibt beimnockenwellenlosen Ventiltrieb durch das Auftreten von Aussetzern bestimmt. Die Beeinflussung der Entflammung und damit der laminaren Brenngeschwindigkeit durch die Ladungsbewegung ist in Übereinstimmung mit der theoretischen Betrachtung (Kapitel 8.2) bestenfalls untergeordnet. Während der ohnehin geringe Vorzündbedarf kaum weiter reduziert werden kann, folgt aus der höheren Ladungswechselarbeit und somit dem höheren aufzubringenden Mitteldruck des Hochdruckteils ein gesteigerter Gemischbedarf. Die insgesamt größere Zylinderfüllung führt über einen höheren Zylinderdruck zum Start der Kompression zu verbesserten Entflammungsbedingungen. Diese Art der verbesserten Zündbedingungen auf Kosten des Gesamtwirkungsgrads ist jedoch ohne Zweifel nicht zielführend.

Das gegensätzliche Verhalten von mechanisch variablen Ventiltrieben bzw. nockenwellenlosen Konzepten erklärt sich über die unterschiedliche Charakteristik der Laufgrenzen. Da die mechanischen Konzepte durch die Ladungsbewegung beschränkt sind, ermöglicht sowohl die zusätzliche Drallkomponente als auch die Verlagerung des Einlass Schließt Zeitpunkts in Richtung spät eine erweiterte Restgasverträglichkeit. Im Gegensatz dazu ist die Begrenzung der Entflammung bei nockenwellenlosen Systemen bei bereits ausreichend hoher Ladungsbewegung nicht zu beeinflussen.

Durch die Einschränkung der Untersuchung auf den konstanten Teillastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{mi} = 2.75 \text{ bar}$ darf diese Feststellung jedoch nicht ohne Weiteres auf das generelle Anforderungsprofil nockenwellenloser Systeme im gesamten Kennfeldbereich übertragen werden. Um gerade auch bei geringerer Last das wirksame Schließen der Einlassventile in den Bereich abnehmender Kolbengeschwindigkeit nahe des LW-UT verschieben zu können, ist eine unabhängige Vorgabe der Hubkonturen bis hin zur Ventilabschaltung auf der Einlassseite möglicherweise sinnvoll.

8.5 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad

Die bisherigen Untersuchungen wurden ausschließlich bei konstantem, geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 11$ durchgeführt (Tabelle 6.1). Da das geometrische Verdichtungsverhältnis bereits aus der theoretischen Betrachtung des Gleichraumprozesses (4.7) sowie der praktischen Auslegung konventioneller Brennverfahren einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad zeigt, ist der Einfluss einer Variation des Verdichtungsverhältnisses zu untersuchen. Das Ziel ist eine Aussage über die Beeinflussung des Gesamtwirkungsgrads bei Kombination der entdrosselten Laststeuerung mit Brennverfahren, die aufgrund erhöhter Klopfneigung ein reduziertes Verdichtungsverhältnisses erfordern (bspw. Aufladung, Art der Gemischbildung). Neben einer Beeinflussung des Verbrennungswirkungsgrads lassen die veränderten Temperaturen am Ende der Kompression eine Rückwirkung auf die Restgasverträglichkeit erwarten.

Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses

Abbildung 8.10 fasst die Bestpunkte an der Laufgrenze bei einer Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses ε zusammen.

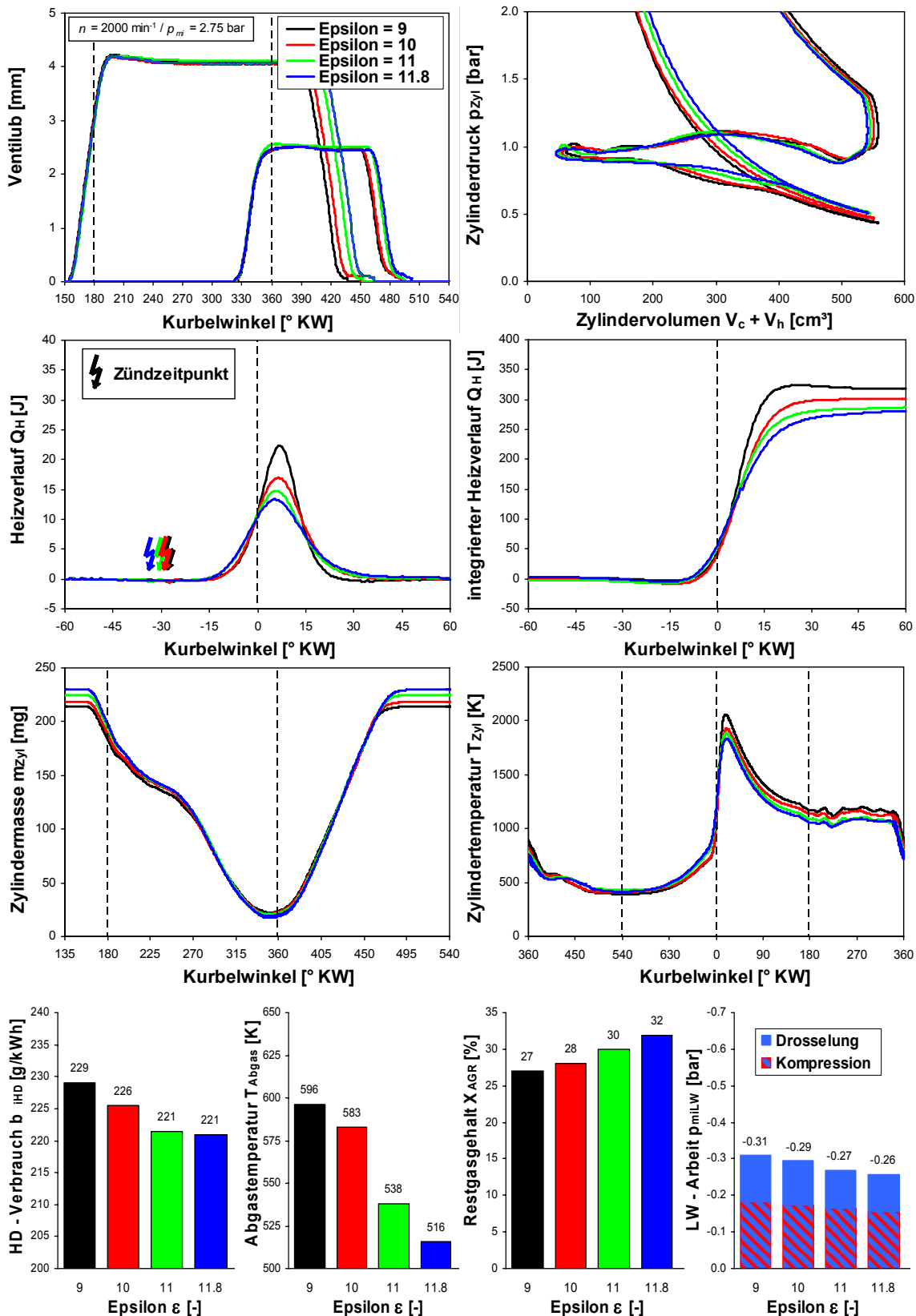


Abbildung 8.10: Bestpunkte an der Laufgrenze abhängig vom geometrischen Verdichtungsverhältnis

Die Änderungen zur Beeinflussung der Verdichtung beschränken sich auf die Variation der Kolbenhöhe. Um den Einfluss der Kolbenform auf die Zylinderinnenströmung weitestgehend auszuschließen, wird die konstruktive Grundausslegung als Flachkolben beibehalten (Anhang 10.3). In der Konsequenz ist lediglich eine geringe Steigerung des maximalen Verdichtungsverhältnisses auf $\varepsilon = 11.8$ gegenüber den bisherigen Untersuchungen mit $\varepsilon = 11$ möglich. Andererseits wird die Verdichtung bis auf $\varepsilon = 9$ verringert.

Die Restgasverträglichkeit bleibt durchgehend durch das Auftreten erster Zündaussetzer begrenzt und nimmt gemeinsam mit der Verdichtung ab. Es bestätigt sich der in Abbildung 8.7 dargestellte Zusammenhang zwischen der Zündtemperatur und der Entflammung bei maximaler Ladungsverdünnung. Die erforderliche Gemischfüllung steigt gegenläufig zur reduzierten Restgasverträglichkeit infolge der Abnahme des Gesamtwirkungsgrads. Bezogen auf die Gesamtfüllung m_{Zyl} überwiegt jedoch die Reduzierung der zurückgeführten Abgasmasse, so dass mit der Abnahme der Füllung der Ladungswechselverlust p_{miLW} mit Reduzierung der Verdichtung ε ansteigt.

Der Temperaturverlauf zeigt bei verminderter Verdichtung ein geringeres Niveau bis zum Zündzeitpunkt; infolge der geringeren Zylinderfüllung bei größerer Energieumsetzung kehrt sich der Temperaturverlauf während der Verbrennung um. Es folgt eine Zunahme der Spitzentemperatur sowie der Abgastemperatur T_{Abgas} aufgrund der verringerten, relativen Entspannung bis zum Öffnen der Auslassventile. Die Abgasenthalpie nimmt zu, gleichzeitig führt das höhere Temperaturniveau zum Anstieg des Wärmeverlusts. Ausgehend von einer Verdichtung $\varepsilon = 11$ steigt daher der Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil um $\Delta b_{iHD} \approx 1.5\%$ pro reduzierter ε -Einheit an. Da der Verbrennungswirkungsgrad durch den Kehrwert des indizierten Hochdruck-Kraftstoffverbrauchs charakterisiert ist, bestätigt sich eine Abnahme des Verbrennungswirkungsgrads mit der Verdichtung.

Die aufgrund der Kolbenform lediglich moderate Erhöhung der Verdichtung kann entgegen der Erwartung nicht in eine weitere Verbesserung des Verbrennungswirkungsgrads umgesetzt werden. Während die erste Hälfte der Verbrennung unabhängig vom Verdichtungsverhältnis eine schnelle Verbrennung bei geringem Vorzündbedarf zeigt, differiert die weitere Energieumsetzung bis zum Brennende deutlich. Die höhere Ladungsverdünnung durch den höheren Restgasanteil bewirkt geringere Prozesstemperaturen in der fortgesetzten Verbrennung; in der Folge nimmt die Brenngeschwindigkeit in der Expansion deutlich ab und bedingt eine zunehmend verschleppte Verbrennung mit höherem Verdichtungsverhältnis. In der Folge steigt die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe, da sich zudem die Bedingungen für eine Nachoxidation in der Expansion bzw. während des Ausschlebens verschlechtern [69].

Bei Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses über die nominelle Verdichtung von $\varepsilon = 11$ hinaus ist somit nur noch eine geringe Verbesserung erzielbar. Der theoretische Vorteil einer Energieumsetzung auf höherem Temperaturniveau wird zunehmend durch die Verschleppung der Verbrennung bei steigenden Verlusten durch unvollständige Verbrennung aufgezehrt; als Vorteil verbleibt der reduzierte Ladungswechselverlust.

Zusammenfassung

Es zeigt sich durchgehend eine Abnahme des Gesamtwirkungsgrads mit Reduzierung der Verdichtung. Während bei maximalem Verdichtungsverhältnis im Vergleich zur bisherigen Verdichtung von $\varepsilon = 11$ die Veränderungen gering ausfallen, erhöht sich der indizierte Kraftstoffverbrauch pro abgesenkter ε -Einheit um $\Delta b_i \approx 2\%$. Der Ladungswechsel trägt überschlägig mit ca. einem Drittel den geringeren Teil an der Abnahme des Gesamtwirkungsgrads; maßgeblich ist der erhöhte Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil von $\Delta b_{iHD} \approx 1.5\%$ je verringerter Verdichtungseinheit.

Der Vergleich der Gemischbildner erfolgte bislang basierend auf einem identischen Verdichtungsverhältnis (Kapitel 7.5). Berücksichtigt man jedoch den positiven Einfluss der Zylinderinnenkühlung bei innerer Gemischbildung, so kann die Verdichtung bei gleicher Klopfgrenze erfahrungsgemäß um ca. eine ε -Einheit angehoben werden. Die Untersuchungen belegen somit einen prinzipiellen Vorteil der inneren Gemischbildung. Abzüglich der mechanischen Verluste bestätigt sich auch bei entdrosselten Brennverfahren ein Verbrauchsvorteil der Direkteinspritzung von $\Delta b_i \approx 1.5 \dots 2\%$.

8.6 Übertragbarkeit auf weitere Teillasten

Das Potenzial sowie die Grenzen der Verbrauchsreduzierung bei entdrosselter Laststeuerung mit vollvariablem, nockenwellenlosem Ventiltrieb wurden anhand eines konstanten Betriebspunkts in der Teillast hergeleitet. Für den kundenrelevanten Betrieb und somit für eine Abschätzung des Zyklusverbrauchs ist jedoch das gesamte Lastkollektiv zu berücksichtigen. Bei der Untersuchung von mechanischen Systemen zeigte sich gerade bei Abnahme der Last ein Einbruch des umsetzbaren Potenzials im Gegensatz zu den stark ansteigenden Ladungswechselverlusten (Kapitel 6.1, 6.3). Die grundsätzlichen Erkenntnisse der Teillastuntersuchung entdrosselter Brennverfahren erlauben eine Abschätzung der Möglichkeiten und Grenzen über den betrachteten Betriebspunkt hinaus.

Mit Abnahme der Last muss die Gemischmasse durch Verringerung des wirksamen Einströmquerschnitts begrenzt werden. Bei konstantem Einlasshub würde jedoch die massive Verschiebung des füllungsbestimmenden Einlass Schließt in Richtung früh zu einer verminderten Ladungsbewegung über den aufgezeigten, massiven Einfluss der verlängerten Expansion gegen die geschlossenen Einlassventile führen. Überlagert ist die prinzipielle Abnahme der Ladungsbewegung proportional zur Drehzahl als Folge der geringeren Kolbengeschwindigkeit [73], [74], [99].

Um eine Rückwirkung auf die Zylinderinnenströmung und somit das Brennverhalten zu vermeiden, bleibt daher nur die Reduzierung des Einlasshubs. Gleichbedeutend steigt die Ladungswechselarbeit über den Drosselverlust stark an; bspw. ist zur entdrosselten Laststeuerung im Leerlauf lediglich ein Einlasshub von $EH \leq 0.2 \text{ mm}$ notwendig. Genauso führen die geringe Drosselung des Saugrohrdrucks, unkonventionelle Steuerzeitstrategien (z. B. spätes Öffnen der Einlassventile zur Erhöhung der Einströmgeschwindigkeit bei hohem Zylinderunterdruck) sowie ein zweites Öffnen in der Kompression allesamt zu einer erhöhten Verlustarbeit im Ladungswechsel [75], [100].

Proportional zur Last erzwingt die abnehmende Füllung von Kraftstoff und Luft eine Verminderung der zurückgeführten Restgasmasse. Ein Beibehalten der absoluten Restgasmasse trotz verminderter Gemischfüllung würde über den starken Anstieg des Restgasgehalts unmittelbar zum Überschreiten des Laufruhekriteriums führen. Somit liegt ein selbstverstärkender Effekt der Füllungsreduzierung auf die thermodynamischen Bedingungen zum Kompressionsstart vor. Während der Zylinderdruck im Unteren Totpunkt des Ladungswechselteils proportional zur Füllung abnimmt, bewirkt der verminderte Anteil der Restgasrückführung bei prinzipbedingt geringerer Abgastemperatur mit geringerer Last zudem ein deutlich abgesenktes Temperaturniveau. Eine Kombination mit verlängerter Expansion nach Frühem Einlass Schließt verstärkt die Temperaturabsenkung weiter. Resultierend sinkt das Temperaturniveau auf Werte unterhalb des Siedebereichs von Ottokraftstoff ab. Es ist von einer teilweisen Kondensation des Kraftstoffs nahe dem LW-UT auszugehen, der während der anschließenden Kompression erneut verdampfen muss [66], [65], [68].

Neben der Gemischbildung sind ebenso die Bedingungen für die Zündung und Verbrennung erschwert. Der relative Anteil des Wärmeverlusts nimmt mit Abnahme der inneren Last zu [57], [78], was in Summe die stark progressive Abhängigkeit des Kraftstoffverbrauchs im Hochdruckteil von der Last erklärt (Abbildung 7.26). Während die Zunahme des Hochdruck-Kraftstoffverbrauchs b_{iHD} mit abnehmender Last unabhängig von der Art der Laststeuerung gilt, verschlechtern sich die Bedingungen in Kombination mit Entdrosselung und Frühem Einlass Schluss weiter. Gelingt im Vergleich zur Drosselregelung bei konstantem innerem Mitteldruck p_{mi} eine Reduzierung der Hochdruckarbeit p_{miHD} durch Reduzierung der Drosselverluste, so muss der negative Einfluss der Lastpunktverschiebung auf den Verbrennungswirkungsgrad zumindest kompensiert werden (Kapitel 7.6). Im untersuchten Teillastpunkt kann die zusätzlich aufzubringende Ladungswechselarbeit zur Optimierung der Ladungsbewegung durch die erweiterte Ladungsverdünnung deutlich überkompensiert werden. Mit verminderter Last steigen jedoch die Aufwendungen zur Wahrung bzw. moderaten Erhöhung der Restgasverträglichkeit relativ zur Drosselregelung überproportional an, während sich gleichzeitig der Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil in den stark progressiven Bereich der Zunahme mit Reduzierung der Last verschiebt.

Bei Konzentration auf den Leerlauf mit verhältnismäßig hohem Anteil im Lastkollektiv stellt die maximale Restgasverträglichkeit bei Drosselregelung in Verbindung mit Phasenstellern das Auslegungskriterium hinsichtlich der minimalen Überschneidung dar. Eine unverzügliche Steigerung der Last kann infolge der verzögerten Befüllung des Saugrohrs nicht gewährleistet werden, so dass erfahrungsgemäß über den so genannten Momentenvorhalt ein nicht wirkungsgradoptimaler Zündwinkel bei bedarfsgerechter, zyklussynchroner Änderung vorgehalten werden muss. Auch beim Übergang auf vollvariable Ventiltriebe ist keine Steigerung des Restgasgehalts zu erwarten; vielmehr kann über den fehlenden Differenzdruck bei überschneidungsfreien Steuerzeiten die Laufruhe über einen minimalen Restgasgehalt verbessert werden. Da zudem die Änderung der Steuerzeiten eine zyklussynchrone Lastregelung bei Umgebungsdruck im Saugrohr ermöglicht, kann neben einer wirkungsgradoptimalen Verbrennungslage die Leerlaufdrehzahl und letztlich der Kraftstoffverbrauch abgesenkt werden.

Betrachtet man hingegen höhere Lasten im Vergleich zum detailliert untersuchten Betriebspunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ / $p_{mi} = 2.75 \text{ bar}$, so nimmt der Anteil des parasitären Ladungswechselverlusts ab. Am Beispiel des gedrosselten Referenzmotors mit Phasenstellern macht die Ladungswechselarbeit p_{miLW} bei $p_{me} \approx 1 \text{ bar}$ noch mehr als ein Viertel der zu erbringenden Hochdruckarbeit p_{miHD} aus, während sich der Anteil bereits bei $p_{me} = 5 \text{ bar}$ auf weniger als 5 % reduziert. Entsprechend verringert sich das Potenzial zur Verbrauchsverbesserung aus der reinen Entdrosselung mit steigender Last. Mit dem zunehmenden Gemischvolumen nimmt das durch Abgasrückführung zu füllende Zylindervolumen zur Darstellung eines vollständig entdrosselten Betriebs ab. Die erforderliche Restgasverträglichkeit wird bereits durch Konzepte mit mechanisch variablem Ventilhub weitestgehend erreicht, so dass das erweiterte Potenzial mit vollvariablem, nockenwellenlosen Ventilhub gering ausfällt.

Der Gesamtwirkungsgrad wird mit steigender Last zunehmend durch den Kraftstoffverbrauch im Hochdruckteil bestimmt. Voraussetzung für eine Verbesserung des bereits geringen Verbrauchs der gedrosselten Basis bzw. der mechanisch variablen Konzepten ist eine schnelle Energieumsetzung mit wirkungsgradoptimaler Schwerpunktlage.

Zum einen ermöglicht eine bedarfsgerechte Ladungsbewegung über die volle Hubvariabilität des nockenwellenlosen Ventiltriebs eine moderate Verbesserung der Brenngeschwindigkeit. Zum anderen führt jedoch eine maximierte Ladungsverdünnung bei zunehmender Gemischfüllung bereits unterhalb der konventionellen Volllast zu einem Schließen der Einlassventile nahe des Unteren Totpunkts; somit entfällt die charakteristische Expansion bis zum LW-UT mit einer Verringerung der Temperatur zum Kompressionsstart. Gleichbedeutend steigt mit dem heißen, internen Restgas im Brennraum die Gefahr einer klopfenden Verbrennung aufgrund der resultierend hohen Zylindertemperatur zum Zündzeitpunkt. Um gleichzeitig eine wirkungsgradoptimale sowie klopffreie Verbrennung sicherzustellen, sind der Abgasrückführung bei hohen Teillasten enge Grenzen gesetzt; eine Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses verschärft die Klopfneigung weiter.

Zusammenfassend ist auch beim nockenwellenlosen Ansatz ein Abfall des Verbrauchspotenzials hin zu geringer Last zu erwarten. Mit der Abnahme der Zylinderfüllung sinkt die Möglichkeit zur Verbesserung des Ladungswechsels. Eine Verbesserung der Zylinderinnenströmung zu Lasten der Ladungswechselarbeit kann nur noch zum Teil durch eine gesteigerte Abgasrückführung ausgeglichen werden. Die verschlechterten Bedingungen für Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung führen zu einer deutlich lastabhängigen Abnahme des Verbrennungswirkungsgrads. Der Abnahme der Verbrennungsgüte mit Abnahme der Last kann auch mit erweiterter Variabilität nicht entscheidend entgegen gewirkt werden. Das maximale Potenzial einer vollvariablen, entdrosselten Laststeuerung verbleibt wie bereits bei mechanischen Systemen im Bereich von $p_{me} \approx 1.5$ bis 3 bar. Hin zu höheren Lasten ist eine fortgesetzte Verbrauchsabsenkung durch verminderten Anteil des Ladungswechselverlusts bei steigender Klopfneigung begrenzt. Im Vergleich zu mechanisch variablen Systemen sind lediglich leichte weitere Vorteile des nockenwellenlosen Konzepts zu erwarten.

9 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die Potenziale, aber auch die Grenzen einer voll variablen Ventilsteuerung im Hinblick auf die Verbesserung des ottomotorischen Gesamtwirkungsgrads in der Teillast untersucht.

Aufgrund der entscheidenden Bedeutung einer Bilanzierung von Ladungswechsel- und Hochdruckphase werden zu Beginn der Arbeit verschiedene, in der Literatur parallel verwendete Bilanzierungsverfahren umfassend analysiert und bewertet. Es wird bewiesen, dass sich ausschließlich die Bilanzierung nach der UT-UT Definition mit den Bilanzierungsgrenzen in den unteren Totpunkten unter Berücksichtigung von Expansions- und Kompressionsverlust zu einer aussagekräftigen Wirkungsgradberechnung eignet. Zusätzlich wird anhand theoretischer Betrachtungen aufgezeigt, dass eine Verbesserung des indizierten Wirkungsgrads einzig auf die Veränderung der Ladungswechselarbeit und des Hochdruckwirkungsgrads zurückgeführt werden kann.

Im ersten Teil der motorischen Untersuchungen am Vollmotor wird das effektive Potenzial mechanisch variabler Ventiltriebe gegenüber einem gedrosselten Referenzmotor ermittelt. Beim Übergang auf die entdrosselte Laststeuerung zeigt sich anfangs eine nur geringe Verbrauchsverbesserung, da die Restgasverträglichkeit des gedrosselten Referenzmotors erst nicht erreicht werden kann. Ursache hierfür ist eine prinzipbedingte Abnahme der Ladungsbewegung beim Übergang auf die Laststeuerung mit Frühem Einlass Schluss. Eine wirksame Steigerung der Ladungsbewegung wird mit Hilfe einer Brennraummaskierung in Kombination mit asymmetrischen Einlasshubkonturen erzielt. Die Verbesserung setzt sich dabei sowohl aus der Generierung einer intensiven Drallströmung wie auch der resultierenden Verlagerung des Einlass Schließt Zeitpunkts in Richtung Unterem Totpunkt des Ladungswechselteils zusammen. Insgesamt kann im Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ eine maximale Verbrauchsverbesserung von $\Delta b_e = 7 \%$ dargestellt werden. Die mit zunehmender Entdrosselung abnehmende Ladungsbewegung durch das erneut frühe Schließen der Einlassventile begrenzt jedoch letztlich eine weitere Ladungsverdünnung über zurückgeführtes Restgas und ist damit der limitierende Faktor zur fortgesetzten Verbrauchssenkung. Zusätzlich fällt der Verbrauchsvorteil – ebenfalls als Folge der abnehmenden Ladungsbewegung – zur Nulllast hin ab.

Für eine weitere Entdrosselung wird hieraus die Forderung nach maximaler Flexibilität der Ventilhubgestaltung zur bedarfsgerechten Anpassung der Ladungsbewegung abgeleitet. Die Notwendigkeit einer unabhängigen Variation von Ventilsteuerzeiten und Ventilhuben erfordert den Einsatz eines völlig neuartigen, nockenwellenlosen Ventiltriebs. Hierzu wird ein, in einem Parallelprojekt entwickelter, elektromotorischer Ventiltrieb genutzt. Dieser beruht auf dem Prinzip eines Linearmotors und ermöglicht die stufenlose Variation des Hubverlaufs mit maximalen Freiheitsgraden und höchster Präzision.

Aufgrund der umfangreichen, mit der vollvariablen Ventilsteuerung möglichen Parametervariationen werden die weiterführenden Messungen zur systematischen Entwicklung der Möglichkeiten und Grenzen entdrosselter Brennverfahren auf den repräsentativen Teillastbetriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{mi} = 2.75 \text{ bar}$ konzentriert.

In einem ersten Schritt gelingt über eine Optimierung der Brennraummaskierung in Kombination mit den fülligen, vollvariablen Hubkurven eine maßgebliche Verbesserung der innermotorischen Ladungsbewegung. Mit Hilfe 3-dimensionaler Simulation der Zylinderinnenströmung sowie optischer Messungen am Transparentmotor wird eine Brennraummaskierung entwickelt, die zu einem 3 bis 5-fach höheren Turbulenzniveau zum Zündzeitpunkt führt. Neben der geometrischen Ausführung der Brennraummaskierung erweist sich der Einlass Schließt Zeitpunkt als entscheidend für die Ausbildung der Ladungsbewegung. Es bestätigt sich die Hypothese, dass nur der nockenwellenlose Ventiltrieb durch das Zusammenspiel von Brennraummaskierung, Einlassventilhub und Einlass Schließt Zeitpunkt eine optimale Steuerung der Zylinderinnenströmung bei gegebener Zylinderfüllung ermöglicht.

Die differenzierte Betrachtung des Ladungswechselverlusts bei freier Variation von Einlasshub und Einlassöffnungsdauer zeigt allerdings, dass die alleinige Reduzierung der Strömungsverluste am Ventilsplatt bei konstanter Zylinderfüllung zu einem Anstieg des Kompressionsverlusts führt. Somit ist auch bei drosselfreier Laststeuerung eine vollständige Eliminierung des Ladungswechselverlusts nicht möglich. Eine Reduzierung des Kompressionsverlusts gelingt nur über eine Erhöhung der Zylindermasse durch Abgasrückführung in den Brennraum.

Bei geringem Restgasgehalt wird eine geringe Ladungswechselarbeit durch Reduzierung der Drosselverluste bei hohem Einlasshub und geringer Öffnungsdauer erzielt. Die Zunahme des Restgasanteils erfordert hingegen eine verbesserte Zylinderinnenströmung durch einen Einlasshub auf Höhe der Brennraummaskierung. Der Anteil des Strömungsverlusts folgt somit unmittelbar aus der bedarfsgerechten Ladungsbewegung. Aufgrund der hohen Restgasverträglichkeit des optimierten Brennverfahrens kann im Motorbetrieb eine Ladungsverdünnung von $X_{AGR} > 30 \%$ realisiert werden. Der Entdrosselungsgewinn übertrifft die erhöhten Strömungsverluste durch verminderten Einlasshub deutlich. Durch die Kombination minimierter Ladungswechselverluste und maximaler Restgasrückführung gelingt letztlich im Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{mi} = 2.75 \text{ bar}$ die Reduzierung des Ladungswechselverlusts gegenüber der gedrosselten Referenz um $\Delta p_{miLW} \approx 0.26 \text{ bar}$ auf einen minimalen Wert von $p_{miLW} \approx 0.27 \text{ bar}$.

Im Vergleich der internen zur externen Rückführung zeigt sich ein eindeutiger Vorteil zugunsten des heißen, internen Restgases. Zum einen erhöht sich die Restgasverträglichkeit aufgrund der verbesserten Reaktionsbedingungen bei höheren Prozesstemperaturen, zum anderen profitiert die interne Rückführung maßgeblich von der thermischen Entdrosselung. Gegenüber dem kalten, externen Restgas ergibt sich ein Vorteil in der Ladungswechselarbeit von $\Delta p_{miLW} \approx 0.15 \text{ bar}$, so dass sich bei vergleichbarem Hochdruckwirkungsgrad ein resultierender Verbrauchsgewinn von $\Delta b_i \approx 5 \%$ einstellt.

Die Rückwirkung des Verdichtungsverhältnisses auf den Gesamtwirkungsgrad wird durch Variation des Kolbens untersucht. Bei Verringerung der Verdichtung ausgehend von einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 11$ nimmt der indizierte Kraftstoffverbrauch pro ε -Einheit um $\Delta b_i \approx 2\%$ zu. Die abnehmende Restgasverträglichkeit bzw. die geringere Restgasmasse mit Abnahme der Verdichtung wird anteilig durch die höhere Gemischmasse kompensiert, so dass der Ladungswechselverlust nur ca. ein Drittel des erhöhten Kraftstoffverbrauchs bestimmt. Maßgeblich ist der verringerte Hochdruckwirkungsgrad mit resultierendem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs im Hochdruckteil von $\Delta b_{iHD} \approx 1.5\%$ je verringerter Verdichtungseinheit.

Der Einfluss der Gemischbildung wird durch den unmittelbaren Vergleich von äußerer Gemischbildung (Saugrohreinspritzung) und innerer Gemischbildung (Direkteinspritzung) am ansonsten identischen Versuchsträger untersucht. Es zeigt sich weder in der Restgasverträglichkeit, noch im Entdrosselungspotenzial, noch im Hochdruckwirkungsgrad ein Unterschied abhängig von der Art der Gemischbildung. Folglich ergeben sich bei gleichem, geometrischen Verdichtungsverhältnis identische Verbrauchswerte. Da die Direkteinspritzung über eine höhere Klopfestigkeit jedoch die Möglichkeit zur Erhöhung der Verdichtung bietet, resultiert für diese letztlich ein zusätzlicher Verbrauchsvorteil von $\Delta b_i \approx 1.5\%$.

Im Bezug auf den gedrosselten Referenzmotor kann trotz der Lastpunktverschiebung zu niedrigerer innerer Hochdruckarbeit durch die entdrosselte Laststeuerung neben dem Ladungswechselverlust auch der Hochdruckwirkungsgrad um $\Delta \eta_{iHD} \approx 2\%$ verbessert werden. Ursachen sind hier wiederum der infolge der optimierten Ladungsbewegung sehr hohe Restgasgehalt der Zylinderfüllung sowie die bei drosselfreier Laststeuerung auf einem niedrigeren Temperaturniveau ablaufende Energieumsetzung. Beide Faktoren führen zu einer Reduzierung des Wandwärmeverlusts sowie der Abgasenthalpie. Resultierend ergibt sich in den Versuchen mit nockenwellenlosem Ventiltrieb im untersuchten Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$ – bei Annahme eines Reibmitteldrucks von $p_{mR} = 0.75 \text{ bar}$ – ein maximaler, effektiver Verbrauchsvorteil von $\Delta b_e \approx 12\%$ gegenüber der gedrosselten Referenz.

Weiterhin wird aufgezeigt, dass eine fortgesetzte Absenkung des Ladungswechselverlusts durch nochmalige Steigerung des inerten Restgasgehalts trotz sehr stabilem Brennverhalten bei vollvariabler Ventilsteuerung letztlich durch das Auftreten von einzelnen Verbrennungsaussetzern begrenzt wird.

Der Vergleich von mechanisch variablen und vollvariablen, nockenwellenlosen Ventiltrieben zeigt, dass das Entdrosselungspotenzial beider Konzepte letztlich durch verschiedene Ursachen begrenzt ist. Während die mechanischen Ventiltriebe durch die Verbrennung bei unzureichender Ladungsbewegung limitiert sind, wird die Grenze des nockenwellenlosen Systems durch die Gewährleistung einer sicheren Entflammung bei höchster Ladungsverdünnung beschrieben. Hier jedoch bietet die volle Variabilität der Ventilsteuerung keinen alleinigen Ansatz mehr für eine weitere Optimierung.

Da die prinzipbedingt abnehmende Konzentration der reaktiven Teilchen mit zunehmender Ladungsverdünnung zur Wahrung ausreichender Zündbedingungen einen exponentiellen Anstieg der Temperatur zum Zündzeitpunkt erfordert, kann diesem Effekt nur durch eine Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses, durch eine Anhebung der Gemischtemperatur oder durch deutlich höhere Zündenergien entgegen gewirkt werden.

Auch mit Abnahme der Motorlast liegt ein selbstverstärkender Effekt hinsichtlich der Verschlechterung der Entflammungsbedingungen vor. Bei Annahme eines konstanten Restgasgehalts sinkt die Gesamtfüllung proportional zur reduzierten Gemischmasse. Der resultierend frühere Einlass Schluss bewirkt neben einer reduzierten Ladungsbewegung zusätzlich ein noch geringeres Temperatur- und Druckniveau zum Ende der Kompression bzw. zum Zeitpunkt der Zündung. Eine Verlagerung des Zündzeitpunkts infolge der abnehmenden Ladungsbewegung in Richtung früh verstärkt die Gefahr von Zündaussetzern weiter. Demzufolge ist anzunehmen, dass auch bei nockenwellenlosen Konzepten das Verbrauchspotenzial – ähnlich wie bei den mechanisch variablen Ventiltrieben – hin zu geringeren Lasten deutlich abfällt. Hin zu höheren Lasten ist eine fortgesetzte Verbrauchsabsenkung durch verminderten Anteil des Ladungswechselverlusts bei steigender Klopfneigung begrenzt.

Vergleicht man abschließend das Gesamtverbrauchspotenzial von mechanisch variablen Ventiltrieben und nockenwellenlosem Ventiltriebskonzept so verbleibt ein Vorteil des vollvariablen, nockenwellenlosen Ventiltriebs von lediglich $\Delta b_e \approx 4 - 5 \%$ im betrachteten Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$. Basierend auf Abschätzungen und Hochrechnungen kann das effektive Potenzial der Verbrauchsreduzierung im MVEG-Testzyklus mit $\Delta \text{Verbrauch}_{MVEG} \approx 2 - 3 \%$ prognostiziert werden.

Aufgrund des erheblichen finanziellen Mehraufwands zur Darstellung eines nockenwellenlosen Ventiltriebs ist allerdings zu bezweifeln, dass eine Umsetzung dieser Technologie allein zur Teillastverbrauchsabsenkung mittelfristig wirtschaftlich sinnvoll ist.

10 Anhang

10.1 Literaturverzeichnis

- [1] Schmidt, G. ; Liebl, J. *Senkung der PKW-CO₂-Emission – wirksame Maßnahmen für alle Betriebsbedingungen.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 6/2001
- [2] N. N. *British Petrol (BP): Weltenergiestatistik, Juni 2005.*
<http://www.bp.com>
- [3] N. N. *Empfehlung der Kommission vom 5. Februar 1999 über die Minderung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen.*
Kommission der Europäischen Gemeinschaften:
Aktenzeichen K(1999) 107, Amtsblatt Nr. L 040 vom 13/02/1999
- [4] van Basshuysen, R. ; Schäfer, F. (Hrsg.) *Handbuch Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven.*
3. Auflage. Wiesbaden : Vieweg & Sohn Verlag, 2005 – ISBN 3-528-23933-6
- [5] Bassi, A. ; Arcari, F. ; Perrone, F. *C.E.M. – The Alfa Romeo Engine Management System-Design Concepts – Trends for the Future.*
SAE Paper 850290, 1985
- [6] Klauer, N. ; Schünemann, E. *Beitrag eines optimierten VALVETRONIC Brennverfahrens zur Darstellung effizienter Dynamik bei niedrigsten Abgasemissionen.*
2. Tagung Emission Control, TU Dresden, 2004
- [7] Otobe, Y. ; Kawaguchi, H. ; Ueshima, H. *Development of the High-Power, Low-Emission Engine for the “Honda S2000”.*
SAE Paper 2000-01-0670, 2000
- [8] Hatano, K. ; Kazumasa, I. ; Hirohumi, H. ; Shinichi, M. *Ein neuer Mehrphasen-Motor mit variabler Ventilsteuerung.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 54/1993
- [9] Shikida, T. ; Nakamura, Y. ; Nakakubo, T. ; Kawase, H. *Development of the High Speed 2ZZ-GE Engine.*
SAE Paper 2000-01-0671, 2000
- [10] Schwarzenenthal, D. ; Hofstetter, M. ; Deeg, H-P. ; Kerkau, M. ; Lanz, H-P. *VarioCam Plus, die innovative Ventilsteuerung des neuen 911 Turbo.*
9. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“ 2000
- [11] Hannibal, W. *Vergleichende Untersuchung verschiedener variabler Ventilsteuerungen für Serien-Ottomotoren.*
Universität Stuttgart, Dissertation, 1993

- [12] Flierl, R. ; Hofmann, R. ;
Landerl, C. ; Melcher, T. ;
Steyer, H. *Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit Valvetronic: Teil 1:
Konzept und konstruktiver Aufbau.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 6/2001
- [13] Liebl, J. ; Klüting, M. ;
Poggel, J. ; Missy, S. *Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit Valvetronic: Teil 2:
Thermodynamik und funktionale Eigenschaften.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 7-8/2001
- [14] Ardey, N. *Die BMW Valvetronic der neuen V8-Motoren.*
In: Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Fachbuch /
Haus der Technik Bd. 16 ; Renningen : Expert Verlag, 2002 –
ISBN 3-8169-2119-1
- [15] Hirschfelder, K. ;
Hofmann, R. ;
Jägerbauer, E. ;
Schausberger, C. ;
Schopp, J. *Der neue BMW Achtzylinder-Ottomotor: Teil 1.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 9/2001
- [16] Liebl, J. ; Klüting, M. ;
Achilles, D. ; Munk, F. *Der neue BMW Achtzylindermotor mit Valvetronic: Teil 2:
Funktionale Eigenschaften.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 10/2001
- [17] Jägerbauer, E. ;
Fröhlich, K. ; Fischer, H. *Der neue 6.0-l-Zwölfzylindermotor von BMW.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 7-8/2003
- [18] Klauer, N. ;
Schünemann, E. *Entwicklungspotenziale der BMW Valvetronic zur Optimierung
von Ladungswechsel, Gemischbildung und Verbrennung.*
In: Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung II. Fachbuch /
Haus der Technik Bd. 32 ; Renningen : Expert Verlag, 2004 –
ISBN 3-8169-2389-5
- [19] Klüting, M. ; Landerl, C. *Der neue Sechszylinder-Ottomotor von BMW: Teil 1: Konzept und
konstruktiver Aufbau.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 11/2004
- [20] Kiefer, W. ; Klauer, N. ;
Krauss, M. ; Mährle, W. ;
Schünemann, E. *Der neue Reihensechszylinder-Ottomotor von BMW: Teil 2:
Thermodynamik und funktionale Eigenschaften.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 12/2004
- [21] Hagen, J. ; Heinen, M. ;
Jené, H. ; Salber, W. *Effizienz steigernde Methoden im Entwicklungsprozess von
Verbrennungsmotoren: Der elektromechanische Ventiltrieb als
praktisches Beispiel.*
In: Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Fachbuch /
Haus der Technik Bd. 16 ; Renningen : Expert Verlag, 2002 –
ISBN 3-8169-2119-1
- [22] Pischinger, F. ; Kreuter, P. *Stelleinrichtung für ein zwischen zwei Endstellungen verstellbares
Schaltelement.*
Patentschrift DE 3307070

- [23] Gottschalk, M. *Electromagnetic Valve Actuator drives Variable Valvetrain.* Design News, 1993
- [24] Theobald, M-A. ; Lesquesne, B. ; Henry, R. *Control of Engine Load via Electromagnetic Valve Actuators.* SAE Paper 940816, 1994
- [25] Enderle, C. ; Wunderlich, K. ; Kaufmann, T. ; Keller, U. *Die elektromagnetische Ventilsteuerung (EVC) als kraftstoffverbrauchsreduzierende Zukunftstechnologie im Spannungsfeld Variabilität, Komplexität und Kosten.* 24. Wiener Motorensymposium 2003
- [26] Krämer, M. ; Thom, R. ; Kühn, M. ; Baier, K. *Variable Ventilsteuerung – Ein Weg zur Verbrauchsreduzierung und Drehmomentsteigerung bei Ottomotoren.* 20. Wiener Motorensymposium 1999
- [27] Kreuter, P. ; Schmidt, G. ; Fortnagel, M. ; Pischinger, F. ; Kramer, W. *Ist der Ventiltrieb der Zukunft voll variabel? – Forum der Meinungen.* Motorentechnische Zeitschrift MTZ 10/1999
- [28] Klütting, M. ; Flierl, R. ; Grudno, A. ; Luttermann, C. *Drosselfreie Laststeuerung mit vollvariablen Ventiltrieben.* Motorentechnische Zeitschrift MTZ 7-8/1999
- [29] Salber, W. ; Kemper, H. ; v.d. Staay, F. ; Esch, T. *Der elektromechanische Ventiltrieb – Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte – Teil 1.* Motorentechnische Zeitschrift MTZ 12/2000
- [30] Salber, W. ; Kemper, H. ; v.d. Staay, F. ; Esch, T. *Der elektromechanische Ventiltrieb – Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte – Teil 2.* Motorentechnische Zeitschrift MTZ 1/2001
- [31] Warnecke, V. ; Koch, A. ; Kramer, W. *Die elektrischen und mechanischen Eigenschaften der Systemkomponenten eines elektromechanischen Ventiltriebs.* 8. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“ 1999
- [32] Schwaderlapp, M. ; Schebitz, M. ; Koch, F-W. ; Salber, W. *Die elektromechanische Ventilsteuerung – mehr als ein Verbrauchskonzept.* 9. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“ 2000
- [33] Caille, E. ; Guerin, S. ; Erens, J-M. ; Morin, C. ; Sedda, E. ; Boulicaut, M. *PSA PEUGEOT CITROEN EVE Concept Applied on EW Engine.* In: Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Fachbuch / Haus der Technik Bd. 16 ; Renningen : Expert Verlag, 2002 – ISBN 3-8169-2119-1
- [34] Georjon, T. ; Lanteires, F. ; Maurel, S. ; Fontaine, D. *Coupling an Electromagnetic Valve Train System at the Intake Side and a Turbocharger: The EVE Turbo Concept.* In: Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung II. Fachbuch / Haus der Technik Bd. 32 ; Renningen : Expert Verlag, 2004 – ISBN 3-8169-2389-5

- [35] Mischker, K. ; Denger, D. *Anforderungen an einen vollvariablen Ventiltrieb und Realisierung durch elektrohydraulische Ventilsteuerung EHVS.*
24. Wiener Motorensymposium 2003
- [36] Mischker, K. ; Denger, D. *Die elektrohydraulische Ventilsteuerung EHVS – System und Potenzial.*
In: Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung II. Fachbuch / Haus der Technik Bd. 32 ; Renningen : Expert Verlag, 2004 – ISBN 3-8169-2389-5
- [37] Turner, J. ; Kenchington, S. ; Stretch, D. *Entwicklung eines Serien-AVT-Systems: Lotus' und Eatons elektrohydraulischer voll variabler Ventiltrieb (AVT)*
25. Wiener Motorensymposium 2004
- [38] Nehmer, A. ; Flückiger, S. ; Bohac, S. ; Cowland, C. *Development of a Fully Flexible Hydraulic Valve Actuation Engine, Part I: Hydraulic Valve Actuation System Development.*
GPC Conference, Ann Arbor, Michigan, 2002
- [39] Flückiger, S. ; Bohac, S. ; Cowland, C. ; Nehmer, A. *Development of a Fully Flexible Hydraulic Valve Actuation Engine, Part II: Impact on MPFI Engines.*
GPC Conference, Ann Arbor, Michigan, 2002
- [40] Ademes, N. ; Lang, O. ; Lauer, S. ; Salber, W. ; Jené, H. *Ventiltriebsvariabilitäten für moderne Ottomotoren.*
Motortechnische Zeitschrift MTZ 12/2005
- [41] Dengler, S. *Konzeption, Ausarbeitung und Bewertung neuer Lösungsansätze für mechanisch variable Ventiltriebe.*
Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2004
- [42] Braess, H.-H. ; Seiffert, U. (Hrsg.) *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik.*
2. Auflage. Braunschweig/Wiesbaden : Vieweg & Sohn Verlag, 2001 – ISBN 3-528-13114-4
- [43] Unger, H. *Konstruktionen und Untersuchungen zum mechanisch vollvariablen Ventiltrieb.*
TU München, Dissertation, 1997
- [44] Eggerath, G. ; Geiger, U. ; Haas, M. ; von Schimonsky, L. *Schaltbare Ventiltriebskomponenten: Lösungen für die Zukunft.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 7-8/2005
- [45] Lechner, M. *Möglichkeiten und Grenzen einer vollvariablen Ventilsteuerung im Vergleich mit anderen variablen Ventilsteuerungen.*
Fortschritts-Berichte VDI-Reihe 12 Nr. 264. Düsseldorf : VDI Verlag, 1996 -ISBN 3-118-326412-9
- [46] Böttcher, K. *Untersuchungen zur Verbesserung des Betriebsverhaltens von Mehrventil-Ottomotoren mit Hilfe einer variablen Einlassventilsteuerung.*
RWTH Aachen, Dissertation, 1990

- [47] Jante, A. *Teillast-Verfahren für Verbrennungsmotoren am idealen Seiliger-Prozeß dargestellt.*
Die Technik, Bd. 5, Nr. 1, 1950
- [48] Hauser, G. *Teillastverfahren für Verbrennungsmotoren, Drossel-, Rückschub- und Verdichtungsregelung.*
Kraftfahrzeugtechnik, 5. Jahrgang, Nr. 4, 1955
- [49] Sherman, R. H. ;
Blumberg, P. N. *The Influence of Induction and Exhaust Processes on Emissions and Fuel Consumption in the Spark Ignited Engine.*
SAE Paper 770880, 1977
- [50] Hockel, K. *Untersuchung zur Laststeuerung beim Ottomotor.*
TU München, Dissertation, 1982
- [51] Tuttle, J. *Controlling Engine Load by Means of Late Intake-Valve Closing.*
SAE Paper 800794, 1980
- [52] Tuttle, J. *Controlling Engine Load by Means of Early Intake-Valve Closing.*
SAE Paper 820408, 1982
- [53] Wichart, K. *Möglichkeiten und Maßnahmen zur Verminderung der Ladungswechselverluste beim Ottomotor.*
VDI-Fortschrittsberichte Reihe 12, Nr. 91. Düsseldorf :
VDI-Verlag, 1987
- [54] Lenz, H. P. ; Dachs, A. *Entwicklung und Erprobung einer variablen Ventilsteuerung auf elektronisch-hydraulischer Basis.*
VDI-Fortschrittsberichte Reihe 12, Nr. 125. Düsseldorf : VDI
Verlag, 1989
- [55] Hara, S. ; Nakajima, Y. ;
Nagumo, S. *Effects of Intake-Valve Closing Timing on Spark Ignition Engine Combustion.*
SAE Paper 8500074, 1985
- [56] Nucchio, P. *Variable Valve Timing as a Means to Control Engine Load.*
SAE Paper 820710, 1982
- [57] Kreuter, P. *Untersuchungen zur Leistungssteuerung für Ottomotoren.*
RWTH Aachen, Dissertation, 1983
- [58] Heuser, F-P. *Untersuchungen zur Optimierung von Gemischbildung und Verbrennung eines freiansaugenden Ottomotors im unteren Drehzahl- und Lastbereich mit Hilfe variabler Ventilsteuerzeiten.*
RWTH Aachen, Dissertation, 1988
- [59] Südhaus, N. *Möglichkeiten und Grenzen der Inertgassteuerung für Ottomotoren mit variablen Ventilsteuerzeiten.*
RWTH Aachen, Dissertation, 1988

- [60] Göbel, T. ; Pischinger, M. ; Esch, T. *Variable Ventilsteuerung: Luft- und Kraftstoffzumessung bei Ottomotoren mit variabler Ventilsteuerung.*
FVV Vorhaben 563, Frankfurt : Heft 578, 1994
- [61] Wellmann, N. ; Kreuter, P. *Lastregelung bei Ottomotoren: Wirkungsgradsteigerung im Teillastbereich bei Ottomotoren durch ein geeignetes Verfahren der Lastregelung.*
FVV Vorhaben 371, Frankfurt : Heft 443, 1989
- [62] Wellman, N. *Untersuchung des Einflusses variabler Hubfunktionen des Einlassventils auf den ottomotorischen Prozeßablauf mittels einer hydraulischen Ventilsteuerung.*
RWTH Aachen, Dissertation, 1989
- [63] Stivender, D. *Intake Valve Throttling (IVT) – A Sonic Throttling Intake Valve Engine.*
SAE Paper 680399, 1968
- [64] Göschel, B. *Maßnahmen zur Verbrennung extrem magerer Gemische in Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung.*
Universität Stuttgart, Dissertation, 1976
- [65] Göbel, T. ; Esch, T. *Gemischbildung bei drosselfreier Laststeuerung von Ottomotoren.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 12/1993
- [66] Göbel, T. *Gemischbildung bei Ottomotoren: Untersuchung der Gemischbildung bei unterschiedlichen Lastregelungsverfahren für Ottomotoren.*
FVV Vorhaben 479, Frankfurt : Heft 522, 1993
- [67] Pischinger, S. ; Grünefeld, G. ; Salber, W. ; Adomeit, P. ; Dilthey, J. ; Böwing, R. ; Brochhaus, M. *Drosselfreie Laststeuerung beim Ottomotor: Grundsatzuntersuchungen zur Gemischbildung im Zylinder von Ottomotoren mit variabler Ventilsteuerung.*
FVV Vorhaben 718, Frankfurt : Heft 714, 2000
- [68] Dilthey, J. *Möglichkeiten zur Verbesserung der drosselfreien Laststeuerung beim ottomotorischen Prozess.*
RWTH Aachen, Dissertation, 2004
- [69] Pischinger, S. *Verbrennungsmotoren I + II.*
RWTH Aachen, Vorlesungsumdruck, 2003
- [70] Zellbeck, H. *Grundlagen Verbrennungsmotoren.*
TU Dresden, Vorlesungsumdruck, 2000
- [71] DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.) *DIN 1940: Verbrennungsmotoren – Hubkolbenmotoren – Begriffe, Formelzeichen, Einheiten.*
Berlin, Beuth Verlag, 1976
- [72] Hering, E. ; Martin, R. ; Stohrer, M. *Physik für Ingenieure.*
3. Auflage. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1989

- [73] Böwing, R. *Der Einfluß von Zündung und Zylinderinnenströmung auf die Verbrennung in Ottomotoren mit hoher Ladungsverdünnung.* RWTH Aachen, Dissertation, 2000
- [74] Geiger, J. *Untersuchung der Flammenausbreitung im Ottomotor bei unterschiedlichen Brennraumformen.* RWTH Aachen, Dissertation, 1992
- [75] Jené, H. *Einfluss des Einlassventilhubverlaufs auf den ottomotorischen Prozess mit variabler Ventilsteuerung.* RWTH Aachen, Dissertation, 2005
- [76] Wurms, R. *Einfluß einlaßseitig erzeugter Ladungsbewegung auf das Betriebsverhalten von Vierventil-Ottomotoren.* RWTH Aachen, Dissertation, 1994
- [77] Pischinger, R. ; Klell, M. ; Sams, T. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine: Der Fahrzeugantrieb.* Band 5. 2. Auflage. Wien : Springer-Verlag, 2002 – ISBN 3-211-83679-9
- [78] Heywood, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals.* II. Series. New York : Mc Graw-Hill, 1988 -ISBN 0-07-028637-X
- [79] Khalighi, B. *Intake-Generated Swirl and Tumble Motions in a 4-Valve Engine with Various Intake Configurations – Flow Visualization and Particle Tracking Velocimetry.* SAE Paper 900059, 1990
- [80] Spicher, U. ; Roosen, P. ; Spiegel, L. ; Haug, M. *Direkteinspritzung im Ottomotor I: Untersuchung der Gemischbildung im direkteinspritzenden Viertakt-Ottomotor.* FVV Vorhaben 429, Frankfurt : Heft 463, 1991
- [81] Pischinger, F. *Gastkommentar: Der PKW-Ottomotor hat Zukunftspotenzial.* Motorentechnische Zeitschrift MTZ 10/2005
- [82] Krebs, R. ; Böhme, J. ; Dornhöfer, R. ; Wurms, R. ; Friedmann, K. ; Helbig, J. ; Hatz, W. *Der neue Audi 2.0l T-FSI-Motor – Der erste direkteinspritzende Turbo-Ottomotor bei Audi.* 25. Wiener Motorensymposium 2004
- [83] Kuratle, R. *Motorenmesstechnik.* 1. Auflage. Würzburg : Vogel Fachbuch Verlag, 1995 – ISBN 3-8023-1553-7
- [84] Woschni, G. *Verbrennungsmotoren : Skriptum zur Vorlesung.* 2. Auflage. TU München, 1988
- [85] Witt, A. *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten.* TU Graz, Dissertation, 1999

- [86] Pischinger, R. ;
Kraßnig, G. ; Taucar, G. ;
Sams, Th. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine.*
In: List, H. ; Pischinger, A. (Hrsg.):
Die Verbrennungskraftmaschine. Band 5. Wien : Springer-Verlag,
1989 – ISBN 3-211-82105-8
- [87] Denger, D. ; Mischker, K. *Die Elektrohydraulische Ventilsteuerung.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 12/2004
- [88] List, H. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine.*
Wien : Springer Verlag, 1939
- [89] Lucas, K. *Thermodynamik : Die Grundgesetze der Energie- und
Stoffumwandlungen.*
3. Auflage. Berlin : Springer-Verlag, 2001 – ISBN 3-540-42034-7
- [90] Grünefeld, G. *Technische Optik I : Laserspektroskopie in der
Verbrennungsdiagnostik.*
RWTH Aachen, Skriptum zur Vorlesung, 2001
- [91] Almstadt, K. *Einfluß des Gemischzustandes an der Zündkerze auf die
Entflammungsphase im Ottomotor.*
TU Braunschweig, Dissertation, 1985
- [92] Pucher, H. *Grundlagen der Verbrennungsmotoren.*
TU Berlin, Skriptum zur Vorlesung, 2003
- [93] Pischinger, S. ; Geiger, J. ;
Neff, W. ; Böwing, R. ;
Thiemann, J. ; Koß, H.-J. *Einfluss von Zündung und Zylinderinnenströmung auf die
ottomotorische Verbrennung bei hoher Ladungsverdünnung.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 5/2002
- [94] Peters, N. *ERCOFTAC Summer School 1992.*
RWTH Aachen, 1995
- [95] Pischinger, S. *Effects of Spark Plug Design Parameters on Ignition and Flame
Development in an SI-Engine.*
MIT Boston, Dissertation, 1989
- [96] Warnatz, J. ; Maas, U. ;
Dibble, R. W. *Verbrennung : Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung
und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung.*
3. Auflage, Berlin : Springer-Verlag, 2001 - ISBN 3-540-42128-9
- [97] Peter, F. ; Große, W. *Verbrennungsoptimierung Ottomotor : Optimierung der
Ladungsbewegung im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch und
die Abgaszusammensetzung von Ottomotoren.*
FVV Vorhaben 610, Frankfurt : Heft 486, 1996
- [98] Böwing, R. ; Thiemann, J. *Zündverfahren : Untersuchung verschiedener Zündverfahren
zur Verbrennungseinleitung bei stark verdünnten Gemischen
im Ottomotor.*
FVV Vorhaben 648, Frankfurt, 1998

- [99] Peter, F. *Einfluss der Ladungsbewegung auf den Verbrennungsablauf im Ottomotor.*
Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation, 1996
- [100] Pischinger, S. ; Jené, H. ; Wolters, P. ; Salber, W. *Mehrfach-Ventilöffnung – Eine neue Dimension in der variablen Ventilsteuerung.*
In: Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung II. Fachbuch / Haus der Technik Bd. 32 ; Renningen : Expert Verlag, 2004 – ISBN 3-8169-2389-5
- [101] Winklhofer, E. ; Beidl, C. ; Philipp, H. ; Piock, W. *Optische Verbrennungsdiagnostik mit einfach applizierbarer Sensorik.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 9/2001
- [102] Winklhofer, E. ; Beidl, C. ; Hirsch, A. ; Piock, W. *Flammendiagnostik für die Leistungs- und Emissionsentwicklung.*
Motorentechnische Zeitschrift MTZ 5/2004
- [103] N. N. *AVL VisioFlame Kernel Anwendungssoftware.*
Product Guide, November 2004
- [104] N. N. *StarCD Version 3.15 – Methodology.*
Firma CDadapco, London, 2001
- [105] N. N. *StarCD Version 3.15 – User Guide.*
Firma CDadapco, London, 2001
- [106] N. N. *The ES-Ice User Manual – Version 1.02.*
Firma Adapco, Melville, New York, 2003
- [107] Ferziger, J. H. ; Peric, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics.*
Springer-Verlag, Berlin, 1996
- [108] Reitz, R. D. ; Diwakar, R. *Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays,*
SAE Paper 860469, 1984
- [109] O'Rourke, P. J. *Collective Drop Effects on Vaporising Liquid Sprays.*
University of Princeton, Dissertation, 1981
- [110] Bai, C. ; Gosman, A. D. *Development of Methodology for Spray Impingement Simulations.*
SAE Paper 950283, 1995
- [111] Spicher, U. *Methoden zur Analyse der motorischen Verbrennung.*
Universität Karlsruhe (TH), Vorlesungsumdruck, 2003
- [112] Pischinger, S. ; Grünefeld, G. ; Salber, W. ; Adomeit, P. ; Krebber-Hortmann, K. ; Aymanns, R. ; Wissel, S. *Drosselfreie Laststeuerung mit Benzindirekteinspritzung: Untersuchung des Potentials der Kombination von drosselfreier Laststeuerung mittels elektromechanischer Ventilsteuerung mit Benzindirekteinspritzung.*
FVV Vorhaben 793, Frankfurt : Heft R510, 2004

10.2 Abkürzungen, Indices, Formelzeichen

A	Auslass	EÖ	Einlass Öffnet [° KW]
A	präexponentieller Faktor in Arrhenius Ansatz [1/s]	ES	Einlass Schließt [° KW]
ACEA	Association des Constructeurs Européens d'Automobiles	EV	Einlassventil
A _f	Flammenoberfläche [m²]	FES	Frühes Einlass Schließt
AGR	Abgasrückführung	FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungsmotoren
AH	Auslass Hub [mm]	FSI	Kraftstoff-Direkteinspritzung
A _K	Kolbenfläche [m²]	H ₂ O	Chemische Summenformel für Wasser
AÖ	Auslass Öffnet [° KW]	HC	Summenformel für zusammengefasste, unverbrannte Kohlenwasserstoffe
AS	Auslass Schließt [° KW]	h	Spezifische Enthalpie [J/kg]
ASP	Arbeitsspiel	HD-UT	Oberer Totpunkt des Ladungswechselteils
AV	Auslassventil	H _G	Gemischheizwert [kJ/m³]
b _e	Effektiver Kraftstoffverbrauch [g/kWh]	h _{Mask}	Höhe der Brennraummaskierung [mm]
b _i	Indizierter Kraftstoffverbrauch [g/kWh]	H _u	(unterer) Heizwert [kJ/kg]
b _{iHD}	Indizierter Kraftstoffverbrauch des Hochdruckteils [g/kWh]	k	Geschwindigkeitskoeffizient chemischer Reaktionen [1/s]
CFD	Computational Fluid Dynamics	KW	Kurbelwinkel
c _p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck (kJ/kg)	LIF	Laser Induzierte Fluoreszenz
c _v	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen (kJ/kg)	LP	Lastpunkt
CO	Chemische Summenformel für Kohlenmonoxid	L _{st}	stöchiometrischer Luftbedarf [-]
CO ₂	Chemische Summenformel für Kohlendioxid	LW	Ladungswechsel
DIN	Deutsches Institut für Normung	LW-OT	Oberer Totpunkt des Ladungswechselteils
DK	Drosselklappe	LW-UT	Unterer Totpunkt des Ladungswechselteils
E	Einlass	LZK	Lichtleiter-Zündkerze (VisioFlame)
E _A	Aktivierungsenergie [J/mol]	MIVEC	Mitsubishi VVT System
EMVT	Elektro-Mechanischer Ventiltrieb	m	Masse [kg]
EH	Einlasshub [mm]	m _{AGR}	Restgasmasse [kg]
		m _B	Brennstoffmasse [kg]

\dot{m}_B	Brennstoffmassenstrom [kg/h]	Q_{ab}	abgeführte Wärme (reversibler Kreisprozess) [J]
m_L	Luftmasse [kg]	Q_B	Brennstoffenergie [J]
MPI	Multi-Point-Injection	Q_H	abgegebene Energie ans Arbeitsmedium [J]
m_v	Masse Verbranntes im Brennraum [kg]	Q_W	Energie aus Wandwärmeverlust [J]
n	Kurbelwellen-Drehzahl [min^{-1}]	Q_{zu}	zugeführte Wärme (reversibler Kreisprozess) [J]
NO_x	Zusammengefasste Emission von Stickoxiden [ppm]	R_L	Gaskonstante der Luft [J/kgK]
NW	Nockenwelle	ROZ	Research Oktanzahl [-]
NWS	Nockenwellen-Phasensteller	R	Abstand zwischen Zündelektrode und Lichtsensor (VisioFlame) [mm]
OT	Oberer Totpunkt	R	Allgemeine Gaskonstante [J/mol K]
p	Druck [bar]	S	Entropie [J/K]
P_e	Effektive Leistung [kW]	SAK	Schnittpunkt Ausschiebelinie Kompressionslinie
P_i	Indizierte Leistung [kW]	SEÖ	Spätes Einlass Öffnet
P_{iHD}	Indizierte Leistung im Hochdruckteil [kW]	SES	Spätes Einlass Schließt
PIV	Particle Image Velocimetry	SP	Schnittpunkt
p_L	Luftdruck [bar]	SP-SP	Bilanzierung des Mitteldrucks mit Betrachtungsgrenze im Schnittpunkt von Ausschiebe- und Kompressionslinie
p_{me}	Effektiver Mitteldruck [bar]	SZ	Steuerzeit [$^{\circ}\text{KW}$]
p_{mi}	Indizierter Mitteldruck [bar]	t	Zeit [s]
p_{miHD}	Indizierter Mitteldruck des Hochdruckteils [bar]	T_{Abgas}	Abgastemperatur im Krümmer [K]
p_{miLW}	Indizierter Mitteldruck des Ladungswechselteils [bar]	T_L	Lufttemperatur [K]
$p_{miLW, Drossel}$	Anteil des Drosselverlusts an der Ladungswechselarbeit [bar]	T_{min}	Minimale Zündtemperatur [K]
$p_{miLW, Komp}$	Anteil des Kompressionsverlusts an der Ladungswechselarbeit [bar]	T_{Komp}	Zylindertemperatur nach Abschluss der Kompression [K]
p_{mR}	Reibmitteldruck [bar]	TS	Temperatur-Entropie (Diagramm)
p_{start}	Druck im Unteren Totpunkt zum Start der Kompression [bar]	T_{saug}	Ansauglufttemperatur im Saugrohr [K]
p_{Rail}	Kraftstoffdruck der Direkteinspritzung [bar]	T_{start}	Temperatur im Unteren Totpunkt zum Start der Kompression [K]
pV	Druck-Volumen (Diagramm)	T_{Umg}	Umgebungstemperatur [K]
p_{Zyl}	Druck im Zylinder [bar]	T_{Zyl}	gemittelte Temperatur im Brennraum [K]

U05	Lage bei 5 % Umsatz der Brennstoffenergie [$^{\circ}$ KW]	X_{AGR}	Restgas-Massenanteil [%]
		ZOT	Oberer Totpunkt der Zündung
U50	Schwerpunktlage bei 50 % Umsatz der Brennstoffenergie [$^{\circ}$ KW]	ZUEW	Zündwinkel [$^{\circ}$ KW vor Zünd-OT]
u	Spezifische innere Energie [J/kg]	$[C_xH_yO_z]$	Kraftstoff - Konzentration in chemischer Reaktion [mol/m ³]
UT	Unterer Totpunkt	$[O_2]$	Sauerstoff - Konzentration in chemischer Reaktion [mol/m ³]
UT-UT	Bilanzierung des Mitteldrucks mit Betrachtungsgrenze Unterer Totpunkt	α	Wärmeübergangskoeffizient bei konvektiver Übertragung [W/K m ²]
v	Reaktionsgeschwindigkeit der Verbrennung [mol/m ³ s]	α_K	Durchflussbeiwert bezogen auf die Kolbenfläche [-]
V_c	Kompressionsvolumen [m ³]	β	Driftwinkel des Flammenkerns (VisioFlame) [$^{\circ}$]
V_h'	Hubvolumen am Schnittpunkt [m ³]		
V_h	Hubvolumen Einzelzylinder [m ³]	Δb_e	Effektives Potenzial in Relation zur gedrosselten Referenz [%]
$V_h(\varphi)$	Hubvolumen als Funktion des Kurbelwinkels [m ³]	ε	Geometrisches Verdichtungsverhältnis [-]
V_L	Volumen Frischluft [m ³]	ε'	Tatsächliches Verdichtungsverhältnis gebildet im Schnittpunkt [-]
$v_{ström}$	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	η_e	Effektiver Wirkungsgrad [-]
VT	Ventiltrieb	η_i	Indizierter Wirkungsgrad [-]
VTEC	Variable valve Timing and lift Electronic Control (Honda System)	η_m	Mechanischer Wirkungsgrad [-]
VVH	Vollvariabler Ventilhub	η_{th}	Thermischer Wirkungsgrad [-]
VVTL-i	Variable Valve Timing and Lift, intelligent (Toyota System)	$\eta_{th, SP-SP}$	Thermischer Wirkungsgrad des SP-SP Kreisprozesses [-]
v. ZOT	vor Oberem Totpunkt der Zündung	$\eta_{th, v}$	Thermischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses [-]
w_B	Brenngeschwindigkeit [m/s]	φ	Kurbelwinkel [$^{\circ}$ KW]
w_{BL}	Laminare Brenngeschwindigkeit [m/s]	κ	Isentropenexponent [-]
w_{BT}	Turbulente Brenngeschwindigkeit [m/s]	λ	Luftverhältnis [-]
w_A	Ausbreitungsgeschwindigkeit der frühen Flamme (VisioFlame) [m/s]	λ	Wellenlänge des Lichts [nm]
w_F	(frühe) Flammengeschwindigkeit (VisioFlame) [m/s]	ρ_L	Luftdichte [kg/m ³]
w_T	Transportgeschwindigkeit der frühen Flamme (VisioFlame) [m/s]	ρ_u	Dichte unverbranntes Gemisch [kg/m ³]
W_{KA}	Kolbenarbeit [Nm]	σ	Standardabweichung [-]
$W\ddot{U}$	Wandwärmeübergang [J]	σ_{pmi}	Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks [bar]

10.3 Versuchsträger

Zur weitestgehenden Übertragbarkeit der Ergebnisse basiert der Versuchsträger auf einem *Audi EA113* 2.0l 4-Zylinder Serienmotor mit homogenem, direkteinspritzenden Brennverfahren. Die Kenngrößen des Basismotors sind in Kapitel 6.1 aufgeführt.

Abweichend vom Serienstand ist der Verstellbereich der über die Kurbelwelle mittels Zahnriemen angetriebenen Nockenwellen-Phasensteller auf Einlass- und Auslassseite erweitert. Das serienmäßige, schaltbare Kunststoff-Saugrohr wird durch ein starres Aluminium-Saugrohr ersetzt, welches in Verbindung mit der äußeren Gemischbildung (MPI) bei einem alternativen Serienmotor Verwendung findet. Die Übernahme der konventionellen Saugrohreinspritzung mit je einem Einspritzstrahl pro Einlassventil ermöglicht eine parallele Darstellung von innerer und äußerer Gemischbildung ohne Bauteilwechsel im motorischen Betrieb. Die Einspritzventile der Direkteinspritzung sind als Mehrlochventile bei konventionellem Einspritzdruck von $p_{Rail} = 40$ bis 110 bar ausgeführt. Die sichere Vermeidung einer Bauteilbenetzung der Brennraummaskierung bzw. der Gaswechselventile erfordert eine angepasste Auslegung der 6 Einzeleinspritzstrahlen. Unter Beibehaltung des Zylinderkopfs wird das angestrebte geometrische Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 11$ über die Kolbenauslegung sichergestellt. Abbildung 10.1 zeigt neben dem Brennraum den verwendeten Kolben, dessen Grundausslegung als Flachkolben unter Beibehaltung der Quetschflächen lediglich geringe Ventiltaschen zur Vermeidung von Ventil-Kolben-Kollision bei einem Fehlverhalten der Ventiltriebs-Aktuatorik aufweist.

Serienstand (ohne Maskierung)

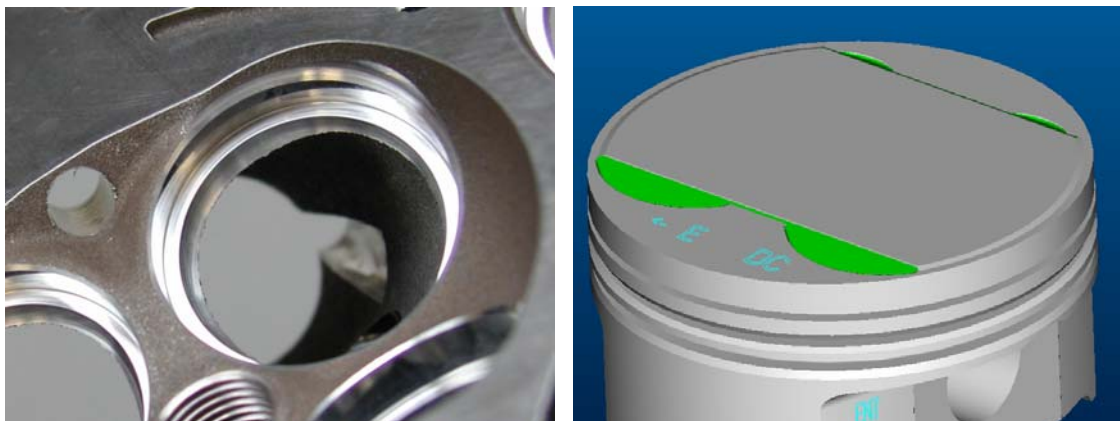


Abbildung 10.1: Konventioneller Brennraum & Flachkolben des Versuchsträgers

Die entdrosselten Untersuchungen mit dem nockenwellenlosen, elektromotorischen Ventiltrieb beschränken sich auf lediglich einen gefeuerten Zylinder in unmittelbarer Nähe des Massenschwungrads. Hierzu werden die Kolben der übrigen Zylinder entfernt und durch Ausgleichsgewichte auf der Kurbelwelle zur Reduzierung der Ungleichförmigkeit ersetzt. Die Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses (Kapitel 8.5) erfolgt im Wesentlichen durch Anpassung der Kolbenhöhe unter Wahrung der Kolbenform.

Abbildung 10.2 zeigt die untersuchten Brennraummaskierungen zur maßgeblichen Beeinflussung der Zylinderinnenströmung in Verbindung mit variablem Einlassventilhub (Kapitel 7.2).

120° Maskierung



180° Maskierung



Abbildung 10.2: Untersuchte Varianten symmetrischer Brennraummaskierungen der Einlassventile

Die symmetrischen, konstruktiven Änderungen beschränken sich auf die Einlassseite bei einer Maskierungshöhe von $h_{Mask} \approx 2.0$ mm. Basierend auf stationären Fließmessungen am Strömungsprüfstand stellt Abbildung 10.3 die massive Veränderung des Einstromverhaltens durch die Einlassventile in Abhängigkeit der gewählten Maskierungsvariante bei symmetrischer Hubvariation dar. Neben der Durchflusscharakteristik anhand des Durchflussbeiwertes α_K ist ebenso die dimensionslose Tumble-Intensität anhand der Rotation eines Flügelrads aufgeführt.

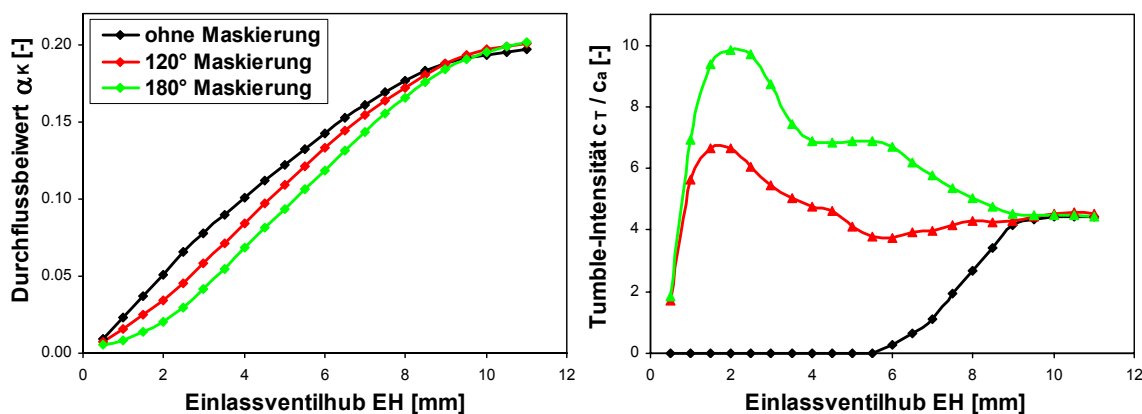


Abbildung 10.3: Vergleich Durchfluss- und Tumble-Intensität abhängig von Einlasshub & Maskierung (stationärer Strömungsprüfstand)

Die experimentellen Messungen wurden auf einem hochmodernen Motor-Funktionsprüfstand durchgeführt. Der Versuchsträger ist an eine asynchrone Vier-Quadrantenmaschine angeschlossen, die je nach Bedarf den Motor schleppen bzw. bremsen kann. Die Öl- und Wassertemperatur ist mittels entsprechender Konditionierungen auf 90 °C geregelt. Zusätzlich besteht über eine Ansaugluft-konditionierung die Möglichkeit, die Frischluft hinsichtlich Temperatur (Kapitel 8.2) und Feuchte zu beeinflussen. Die Bestimmung des geringen Luftvolumenstroms erfolgt sowohl über eine angepasste Heißfilmmessung als auch über die Berechnung auf Basis der Kraftstoffmasse sowie dem Luftverhältnis aus den Abgasemissionen.

Der Kraftstoffvolumenstrom wird über ein volumetrisches Verbrauchsmessgerät bestimmt. Hierbei wird die Drehzahl einer Zahnradpaarung derart geregelt, dass die Druckdifferenz über den Zähler gleich Null wird. Bei bekanntem Verdrängervolumen der Zahnradpumpe ist die Drehzahl direkt proportional zum Volumenstrom, so dass über die parallel bestimmte Dichte die Kraftstoffmasse bekannt ist. Der äußerst niedrige Kraftstoffmassenstrom erfordert eine deutliche Reduzierung des Messbereichs auf maximal $10 \frac{1}{h}$ über eine angepasste, geeichte Zahnradpaarung. Darüber hinaus ist eine enge Tolerierung der konditionierten Kraftstofftemperatur erforderlich. Zur Vermeidung von Schwankungen in der Kraftstoffqualität und insbesondere des Heizwerts werden die gesamten Untersuchungen mit klassifiziertem, identischem Kraftstoff aus einem separaten Tank durchgeführt.

Das Motorabgas wird über beheizte Leitungen den Abgasanalysegeräten zugeführt. Dort erfolgt eine Bestimmung der Kohlenwasserstoff-, Stickoxid-, Kohlenmonoxid- und Kohlendioxidemission sowie des Sauerstoffanteils. Neben der Berechnung basierend auf den Emissionswerten wird das Luftverhältnis parallel messtechnisch über hochgenaue λ -Sonden im Abgastrakt bestimmt. Unmittelbar vor der Schalldämpferanlage ist die serienmäßige Abgasanlage um ein Beruhigungsvolumen ergänzt, aus dem das abgekühlte Abgas für die externe Rückführung (Kapitel 7.4) entnommen und vor der Drosselklappe zugeführt werden kann.

Zur hochdynamischen Messung von Zylinder-, Saugrohr- und Abgasdruck werden wassergekühlte Druckquarze eingesetzt. Der Messbereich der jeweiligen Quarze ist hinsichtlich der ausschließlichen Teillastmessungen reduziert, um bei konstanter, digitaler Messauflösung eine minimale Inkrementierung und somit höchste Messgenauigkeit zu ermöglichen. Auf Saug- und Abgasseite ist die Weglänge zwischen Messort und Gaswechselventil zur Vermeidung dynamischer Beeinträchtigungen minimiert. Zusammen mit den Wegsignalen der einzelnen Ventilaktuatoren erfolgt die kurbelwinkelbasierte Erfassung und Auswertung durch Kombination mit einem optischen Kurbelwinkelmarkengeber im Indiziersystem (32 Kanal *AVL IndiMaster Advanced*). Alle weiteren Drücke werden über statische Druckaufnehmer ermittelt; für die Temperaturmessung werden Thermoelemente verwendet.

10.4 Verbrennungsvisualisierung

Zur Visualisierung der frühen Verbrennungsphase wird die optische *VisioFlame* Messtechnik der Firma *AVL* verwendet [101], [102]. Anstelle der konventionellen Zündkerze wird eine Messzündkerze mit 8 radial um die Zündelektrode angeordneten Lichtleitern eingesetzt, wobei der Wärmewert sowie der Elektrodenabstand beibehalten werden. Das Lichtsignal wird jeweils durch eine Saphir-Linse aufgenommen und über eine Photodiode in ein elektrisches Signal umgewandelt. Die Analyse des Flammenkerns erfolgt durch einfache Lichtschranken, die die zeitliche Sequenz bewerten, mit der sich die entstehende Flamme über die Bereiche der einzelnen Sichtkegel der Sensoren ausbreitet. Abbildung 10.4 zeigt die kombinierte Lichtleiterzündkerze sowie die prinzipielle Ausrichtung der Sichtkegel im Brennraum.

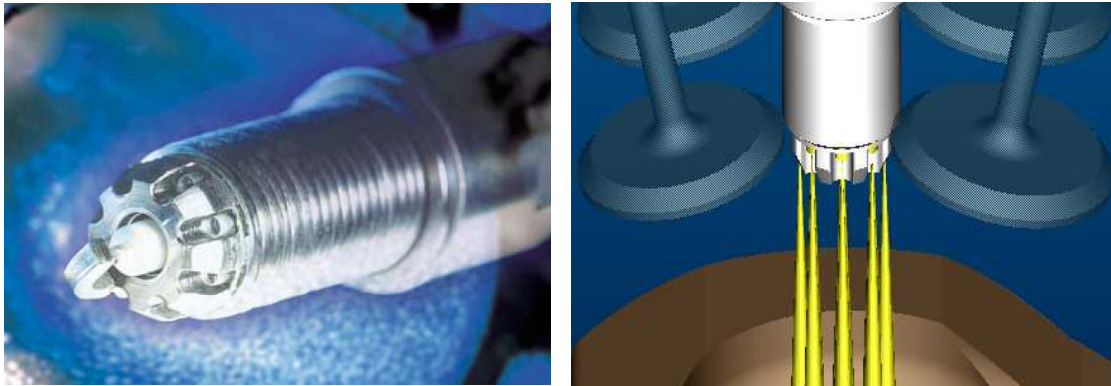


Abbildung 10.4: VisioFlame Lichtleiterzündkerze & Beobachtungsbereich im Brennraum [101]

Eine Voraussetzung für reproduzierbare Messergebnisse ist die Gleichstellung der Messempfindlichkeiten der Einzelsensoren. Die Gleichstellung erfolgt mit einer Kalibrierlichtquelle außerhalb des Brennraums und liefert neben den sensorspezifischen Schwellwerten eine Aussage über den zunehmenden Grad der Verschmutzung.

Im gefeuerten Betrieb definiert die Dauer zwischen Zündzeitpunkt und Überschreiten der Helligkeitsschwelle der jeweiligen Sensoren über den bekannten Abstand R zwischen Zündelektrode und Sensor die gemessene Flammengeschwindigkeit w_F in der frühen Verbrennungsphase. Durch die stark vereinfachte Annahme einer identischen Ausbreitungsgeschwindigkeit im Brennraum werden mittels mathematischer Modelle die individuell gemessenen **Flammengeschwindigkeiten** w_F vektoriell in eine **Ausbreitungsgeschwindigkeit** w_A sowie eine **Transportgeschwindigkeit des Flammenkerns** w_T in Richtung des Driftwinkels β zerlegt [103]. Abbildung 10.5 zeigt beispielhaft die beschriebene Aufteilung.

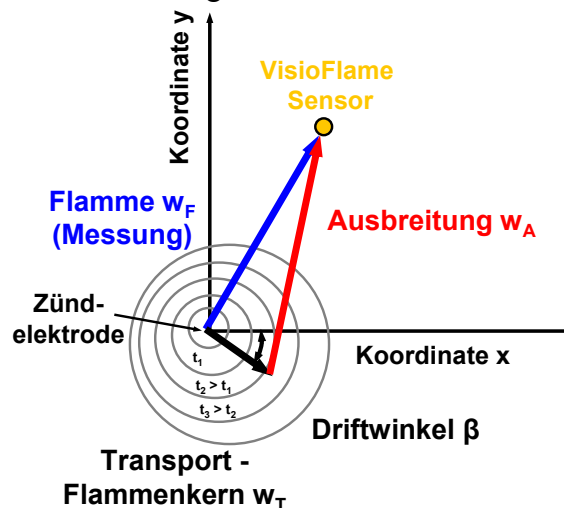


Abbildung 10.5: Mess- & Resultatgrößen der Verbrennungsdiagnostik über VisioFlame

Neben den gemittelten Geschwindigkeiten über 100 Arbeitsspiele erlaubt die statische Betrachtung der Schwankungsbreiten eine Aussage über die Stabilität der frühen Verbrennungsphase. Der Vergleich der ermittelten Geschwindigkeiten mit dem Flammenkern im Transparentmotor belegt eine gute Übertragbarkeit der Messergebnisse (Abbildung 10.6). Somit gelingt mit vergleichsweise geringem Aufwand eine qualitative Aussage über den Flammenkern und die frühe Flammenausbreitung im Brennraum auf Basis der Messung der Flammengeschwindigkeiten.

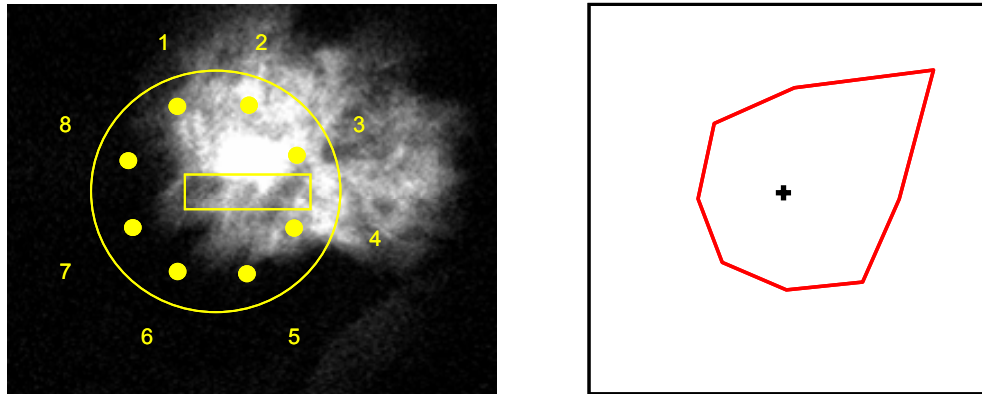


Abbildung 10.6: Flammenkern im Transparentmotor & Flammengeschwindigkeiten der Einzelsensoren

10.5 0-dimensionales Berechnungsmodell

Für die thermodynamische Analyse wird ein bestehendes Berechnungsprogramm genutzt und im Rahmen der Arbeit an die Bedingungen der Massenbilanzierung bei entdrosselter Laststeuerung angepasst. Grundsätzlich sind zwei Anwendungen zu unterscheiden:

- Vorausberechnung mittels vorgegebener Randbedingungen (Kapitel 4.3 & 5)
- Gesamtprozessanalyse gemessener Betriebspunkte (Kapitel 6, 7 & 8)

Das iterative Berechnungsprogramm beruht auf einer vereinfachten Betrachtung des Brennraums als Behälter mit jeweils einer Schnittstelle zum Einlass- bzw. Auslasstrakt an den Gaswechselventilen. Die 0-dimensionale, einzonige Annahme geht von einer idealen, unmittelbaren Durchmischung im Brennraum ohne Berücksichtigung jeglicher Ortsabhängigkeit aus. Die Bedingungen an den Schnittstellen werden hinsichtlich Druck, Temperatur und Hubverlauf der Gaswechselventile in Abhängigkeit von der Anwendung vorgegeben. Das vereinfachte Modell ist in Abbildung 10.7 dargestellt.

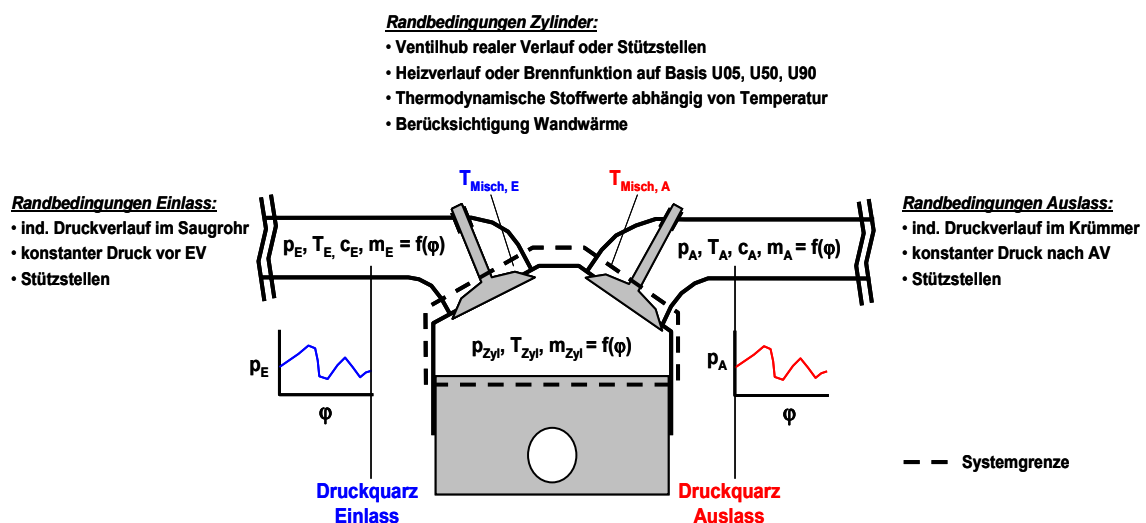


Abbildung 10.7: Modellannahme des 0-dimensionalen Berechnungsmodells

Zur Berechnung des Massenstroms durch die Ventile im Ladungswechsel wird eine reibungsfreie isentrope Kanalströmung unter der Voraussetzung idealen Gasverhaltens angenommen; zusätzlich wird die Geschwindigkeit vor der Drosselstelle vernachlässigt. Somit lässt sich der Massenstrom anhand der Durchflussgleichung (10.1) beschreiben:

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \alpha_K A_K \frac{p_1}{\sqrt{R_1 T_1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (10.1)$$

mit	α_K	-	Durchflussbeiwert bezogen auf Kolbenfläche [-]
	A_K	-	Kolbenfläche [m ²]
	p_1	-	Druck vor Drosselstelle mit $p_1 > p_2$ [bar]
	κ	-	Isentropenexponent [-]
	p_2	-	Druck nach Drosselstelle mit $p_2 < p_1$ [bar]

Die Durchflussgleichung wird für Einlass- und Auslassmassenstrom aufgestellt, während ein geringer Leckagemassenstrom vernachlässigt wird. Die absolute Höhe des Massenstroms sowie die Strömungsrichtung bestimmt das Druckverhältnis. Aus der Bilanzierung der Massenströme und der im Zylinder verbliebenen Masse folgen die Zylinderfüllung sowie deren Restgasanteil zum Abschluss des Ladungswechsels.

Die Berechnung des Arbeitsprozesses basiert auf der Energiebilanz im Zylinder (1. Hauptsatz der Thermodynamik)

$$-\frac{pdV}{d\phi} + \frac{dQ_B}{d\phi} - \frac{dQ_W}{d\phi} + h_E \frac{dm_E}{d\phi} - h_A \frac{dm_A}{d\phi} = m \frac{du}{d\phi} + u \frac{dm}{d\phi} \quad (10.2)$$

mit	Q_B	-	Brennstoffenergie [J]
	Q_W	-	Energie des Wandwärmeverlusts [J]
	h	-	spezifische Enthalpie [J/kg]
	u	-	spezifische innere Energie [J/kg]

sowie der thermischen Zustandsgleichung.

$$V \frac{dp}{d\phi} + p \frac{dV}{d\phi} = m R \frac{dT}{d\phi} + m T \frac{dR}{d\phi} + R T \frac{dm}{d\phi} \quad (10.3)$$

Die kalorischen Stoffwerte für die innere Energie sowie die Gaskonstante sind zur Berücksichtigung des Realgasverhaltens in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Luftverhältnis der Literatur entnommen [86]. Abbildung 10.9 zeigt beispielhaft die Verläufe für Abgas gemäß einer vollständigen, stöchiometrischen Verbrennung über der Temperatur.

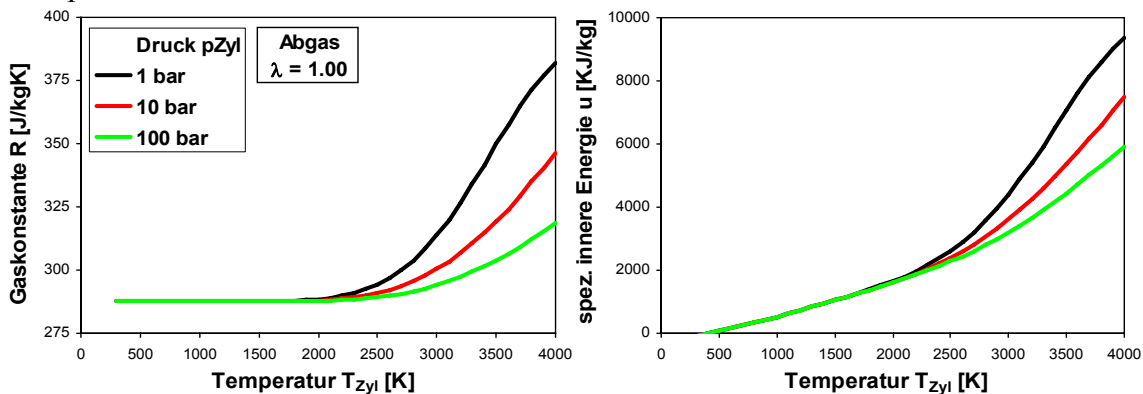


Abbildung 10.8: Gaskonstante & spezifische innere Energie abhängig von Temperatur & Druck

Es zeigt sich ein geringer Einfluss des Drucks im Temperaturbereich bis $T_{Zyl} \approx 2500$ K. Infolge der Mischungstemperatur der einzonigen Abbildung der Verbrennung werden Zylindertemperaturen oberhalb von $T_{Zyl} \approx 2500$ K entgegen den realen Bedingungen in der lokalen Flammenfront nicht erreicht, so dass der Druckeinfluss vernachlässigt wird. Darüber hinaus wird jederzeit ein stöchiometrisches Luftverhältnis unabhängig von der Art der Gemischbildung angenommen und während des gesamten Arbeitsspiels als konstant beibehalten. Somit reduziert sich die Abhängigkeit der kalorischen Größen einzig auf die Zylindertemperatur und erlaubt eine Umwandlung der tabellarischen Werte in entsprechende Polynomgleichungen.

Es ergibt sich ein Differenzialgleichungssystem für die Temperatur, die jeweiligen Massenströme sowie den Zylinderdruck in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel:

$$\frac{dT_{Zyl}}{d\varphi} = \frac{-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi}}{m \frac{du}{dT}} \quad (10.4)$$

$$\frac{dm_E}{d\varphi} = \alpha_K A_K \frac{p_E}{\sqrt{R_E T_E}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_{Zyl}}{p_E} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{Zyl}}{p_E} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (6n) \quad \begin{array}{l} \text{(Fall Einstömen} \\ \text{in Zylinder)} \end{array} \quad (10.5)$$

$$\frac{dm_A}{d\varphi} = \alpha_K A_K \frac{p_{Zyl}}{\sqrt{R_{Zyl} T_{Zyl}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_A}{p_{Zyl}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_A}{p_{Zyl}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (6n) \quad \begin{array}{l} \text{(Fall Ausströmen} \\ \text{aus Zylinder)} \end{array} \quad (10.6)$$

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} \quad (10.7)$$

$$p_{Zyl} = \frac{m R T_{Zyl}}{V} \quad (10.8)$$

Die Berechnung unterscheidet sich im Weiteren je nach Anwendungsfall. Für die Vorausberechnung ist neben Drücken und Temperaturen an den Systemgrenzen die Vorgabe einer Brennfunktion sowie eines Wandwärmeverlusts erforderlich. In der Literatur sind hierzu diverse Ansätze mit unterschiedlicher Komplexität beschreiben, wie bspw. der *Vibe* - Ansatz zur Beschreibung der Brennfunktion oder aber der *Woschni* - Ansatz hinsichtlich des Wandwärmeverlaufs.

Im Rahmen der Arbeit wurde eine lineare Ersatzbrennfunktion verwendet. Abbildung 10.9 zeigt die vereinfachte Vorgabe der Brennfunktion über die Umsatzpunkte und einen Anteil der Nachverbrennung. Darüber hinaus ist exemplarisch der verwendete Ansatz zum Wandwärmeverlust nach *Woschni* [84] in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel über ein Arbeitsspiel dargestellt. Als Folge von wechselnden Koeffizienten im Hochdruck- bzw. Ladungswechselteil folgt eine Unstetigkeit beim Öffnen der Auslassventile.

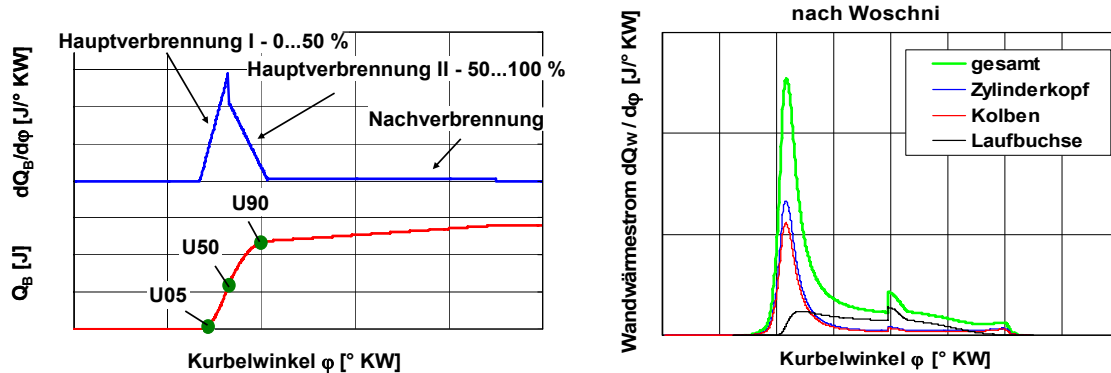


Abbildung 10.9: Vorgabe von Brennfunktion & Wandwärmeverlust bei Vorausberechnung

Somit kann das Differenzialgleichungssystem numerisch unter Verwendung des Polygonzugverfahrens gelöst werden. Als Ergebnisse der Simulation folgen u. a. die berechneten Verläufe von Zylinderdruck und -temperatur. Über die Variation diverser Einflussgrößen wie bspw. der Steuerzeiten oder des Saugrohrdrucks lassen sich grundsätzliche Aussagen zur Beeinflussung des Brennverfahrens ableiten.

Bei der Gesamtprozessanalyse gemessener Betriebspunkte entfällt die theoretische Vorgabe von Brennfunktion und Wandwärmeverlauf. Anstelle dessen wird in (10.4) direkt der Heizverlauf verwendet, der sich aus dem gemessenen Druckverlauf p_{zyl} errechnen lässt.

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} = p dV + \frac{1}{R} \frac{du}{dT} \left[V \frac{dp}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} \right] \quad (10.9)$$

Bei bekannter Zylindermasse folgt die Temperatur T_{zyl} aus der idealen Gasgleichung, wozu die Gaskonstante im betrachteten Temperaturbereich als konstant angenommen wird. Die Lösung des Differenzialgleichungssystems liefert erneut die Verläufe des Zylinderdrucks bzw. der -temperatur. Die Berechnungsgüte ergibt sich aus dem Vergleich der Massenströme bzw. der Druckverläufe von Messung und Berechnung.

Neben den Umsatzpunkte $U05$, $U50$, $U90$ liefert der Heizverlauf durch Integration im Hochdruckteil die ans Gas übergegangene Energie Q_H . Die gesamte Brennstoffenergie Q_B ist über die gemessene Kraftstoffmasse m_B sowie den Heizwert H_u bekannt. Vernachlässigt man den verhältnismäßig kleinen Anteil an unvollständiger Verbrennung, so lässt sich aus der Differenz von Brennstoffenergie Q_B und dem integrierten Heizverlauf Q_H ein integraler Wandwärmeverlust Q_W im geschlossenen System bestimmen (integrale Form von (5.1)). Neben dem gemittelten Temperaturverlauf im Zylinder ergeben sich diverse Resultatgrößen und Verläufe zur detaillierten Bewertung des thermodynamischen Verhaltens.

Auswirkung deutlicher Überschneidungsflächen in Versuch und Berechnung

In Übereinstimmung mit einigen Angaben in der Literatur [46], [57], [59], [68], [77], [86] zeigen sich unplausible Ergebnisse der Massenbilanzierung hinsichtlich Gesamtmasse und Restgasanteil im Ladungswechsel bei entdrosselter Laststeuerung mit deutlichen Überschneidungsflächen von Einlass und Auslass. Die konventionelle Vorgehensweise liefert hier keine verlässliche, andererseits aber grundlegende Bestimmung der Zylinderfüllung zum Abschluss des Ladungswechsels.

Für die Bestimmung des Massenstroms nach (10.1) ist das Druckverhältnis vor bzw. hinter der Drosselstelle entscheidend; die Strömungsrichtung wird durch den höheren Druck festgelegt. Bei konventionell gedrosselter Laststeuerung ist die Strömungsrichtung eindeutig bestimmt, da die stationäre Druckdifferenz zwischen Saugrohr und Zylinder in der Teillast eine deutlich größere Amplitude aufweist, als die im dynamischen Betrieb zwangsläufig überlagerten, instationären Druckänderungen. Im Gegensatz dazu ändert sich infolge des entdrosselten Betriebs bei minimalen Druckdifferenzen die Strömungsrichtung in der Durchflussgleichung (10.1) in Abhängigkeit der dynamischen Druckverhältnisse. Numerisch betrachtet, sind oszillierende Massenbewegungen infolge häufig wechselnder Strömungsrichtungen die theoretische Folge.

Unabhängig von der Berechnungsart ist die Güte der dynamischen Druckmessung als grundlegendes Eingangssignal jeder Nachbearbeitung entscheidend. In Saugrohr und Krümmer müssen die Niederdruckmessstellen in unmittelbarer Nähe der Ventile (Schnittstellen des Modells) positioniert sein, da andernfalls zusätzliche Wellenlaufzeiten zu berücksichtigen sind. Darüber hinaus erfordert eine Vermeidung von Temperatureinflüssen den Einsatz einer Wasserkühlung bei allen verwendeten Druckquarzen. Die erschwerten Bedingungen der Zylinderdruckindizierung von Ladungswechsel und Verbrennung sind in Folge des deutlich größeren Messbereichs bereits Inhalt zahlreicher Veröffentlichungen. Durch eine abgestimmte Messkette sowie eine enge Begrenzung des zu bestimmenden Druckbereichs kann dennoch eine hohe Messgenauigkeit auch im Ladungswechsel sichergestellt werden.

Die instationären Druckänderungen im Ladungswechsel sind insbesondere bei Befeuerung lediglich eines Zylinders höchst empfindlich auf Änderungen der Reflexionsbedingungen in der Saug- und Abgasstrecke. Ein verlässlicher Übertrag von Einzylinderergebnissen auf einen Vollmotor ist nur bei einem vergleichbaren dynamischen Verhalten zulässig. Aus diesem Grunde wird die Peripherie des Referenzmotors auf Saug- und Abgasseite beibehalten, jedoch unmittelbar vor der Schalldämpferanlage am Übergang zur Umgebung durch ein Beruhigungsvolumen erweitert. Prinzipbedingt verbleibt die alleinige Anregung durch den Einzylinderbetrieb im Laufe eines Arbeitsspiels, während die zeitlich versetzten, gegenläufigen Wellen bei mehrzylindrigem Betrieb zu einer vorteilhaften Dämpfung der Amplituden führen.

Neben der Strömungsrichtung und der Höhe des Massenstroms ist die Zusammensetzung des jeweils strömenden Mediums für die Massenbilanzierung entscheidend. Jede Form der Überschneidung ist diesbezüglich kritisch zu bewerten, da die exakte Konzentration in Abhängigkeit von der Zeit nicht bestimmt werden kann. Kommt es bspw. zu einer so genannten Kurzschlusspülung, bei der Masse aus dem Krümmer unmittelbar über den Zylinder ins Saugrohr gelangt, so geht das 0-dimensionale Berechnungsverfahren infolge der Annahme unmittelbarer, idealer Durchmischung im Brennraum von einer fehlerhaften, globalen Konzentration des überströmenden Mediums aus. Gleiches gilt in umgekehrter Strömungsrichtung gerade auch in Kombination mit einer Brennraummaskierung hinsichtlich des unmittelbaren Durchströmens von Frischluft in den Krümmer. Es darf daher bei den einströmenden Massen nicht von reinem Restgas bzw. reiner Frischluft ausgegangen werden.

Die notwendige Berücksichtigung der Konzentrationsverhältnisse erfolgt durch Integration der ausgeschobenen Massen von Restgas auf der Saugseite bzw. Frischluft auf der Abgasseite. Mit Umkehr der Strömungsrichtung wird bspw. im Saugrohr das Verhältnis von zuvor ausgeschobenem Restgas zur angesaugten Masse berücksichtigt. Es folgt ein während des Ansaugvorgangs konstantes Mischungsverhältnis c_E sowie eine Mischungstemperatur $T_{\text{Misch}, E}$ (Abbildung 10.7). Neben der Abbildung der realen Massenverhältnisse ist die Berücksichtigung der Mischungstemperaturen für die Enthalpieströme bei deutlicher Überschneidung erforderlich.

Zur Stabilisierung der Strömungsverhältnisse und Reduzierung möglicher Kurzschlussströmung von Frischluft in den Krümmer erweist sich eine moderate Androsselung der Ansaugluft von $\Delta p = 25$ mbar zwischen Saugrohr und Krümmer als vorteilhaft, ohne dass Nachteile in der Ladungswechselarbeit erkennbar sind.

Nach (10.1) verbleibt als weitere massenbestimmende Variable der Durchflussbeiwert α_K . Er berücksichtigt in Abhängigkeit von der Geometrie der Drosselstelle und somit u.a. vom Ventilhub den Strömungswiderstand durch Reibung und Strahlkontraktion; zur Vergleichbarkeit wird der Durchflussbeiwert bei Verbrennungsmotoren auf die ebene Kolbenfläche bezogen. Die Bestimmung des Durchflussbeiwerts als Verhältnis des realen Massenstroms zum theoretisch maximalen, isentropen Massenstrom erfolgt standardisiert durch stationäre Durchströmung des Zylinderkopfs auf einem Strömungsprüfstand (Abbildung 10.3). Hierzu wird ein konstantes Druckverhältnis von 0.95 durch leichten Überdruck p_1 zur Umgebung p_2 eingestellt.

Während die stationäre Bestimmung bei konstantem Druckverhältnis und geringer Druckdifferenz die Zustände bei konventioneller Drosselregelung hinreichend gut wiedergibt, stellt sich bei entdrosselter Laststeuerung mit reduzierten Hüben während der Ansaugphase infolge der Drosselung am Ventilsplatt eine weitaus größere, veränderliche Druckdifferenz ein. Entgegen der Erwartung zeigen jedoch auch Strömungsmessungen mit stark verringertem Druckverhältnis bis nahe der kritischen Durchströmung keine Abhängigkeit des Durchflussbeiwerts vom Druckverhältnis. Die Bestimmung der Durchflussbeiwerte ist daher auch für den entdrosselten Ladungswechsel bei konstantem Druckverhältnis zulässig.

Entgegen den Messbedingungen im oben genannten, stationären Strömungsversuch liegt bei Ventilüberschneidung im Regelfall ein gleichzeitiges Durchströmen sowohl der Einlassventile wie auch der Auslassventile in Richtung Brennraum vor. Um eine gegenseitige Beeinflussung der Einströmung bewerten zu können, wurden unkonventionelle Fliessmessungen mit kombiniert geöffneten Ventilen auf Einlass- und Auslassseite durchgeführt.

Abbildung 10.10 zeigt links die üblichen Messungen, bei denen ausschließlich die Durchströmung eines Ventilpaars bei geschlossenen, gegenüberliegenden Ventilen für Einlass- und Auslassseite bestimmt wurde. Im rechten Teil ist die Addition der separaten Einzelmessungen einer gemeinsamen Messung bei symmetrischen Ventilerhebungen auf Einlass- und Auslassseite gegenübergestellt.

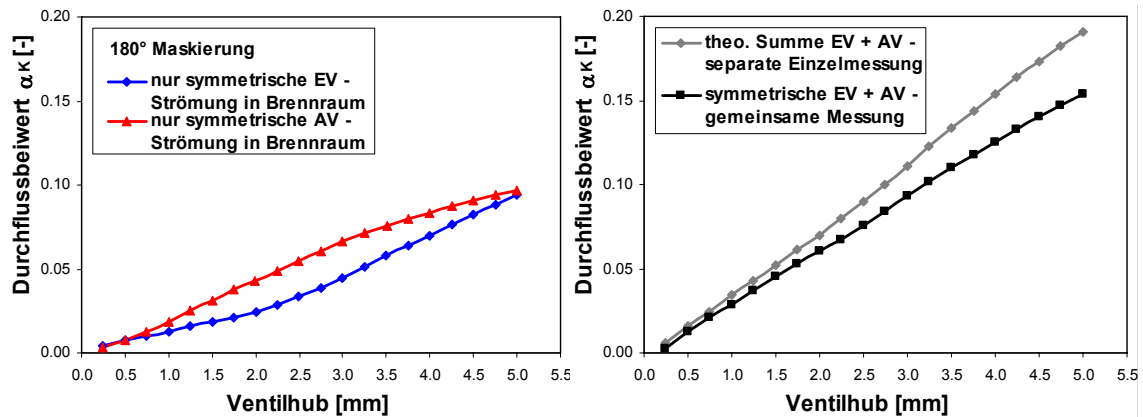


Abbildung 10.10: Stationäre Fliessmessung separater bzw. kombinierter Einlass- & Auslassventilpaare

Es zeigt sich mit zunehmenden Hubhöhen eine ebenso ansteigende Differenz zwischen dem theoretisch summierten bzw. dem realen Durchflussverhalten. Der reduzierte Durchfluss in der Messung gegenüber der Summation belegt eine deutliche gegenseitige Beeinträchtigung der Durchströmung in der Ventilüberschneidung. Für die Bilanzierung der Massenströme ist dieser verminderte Durchfluss in Abhängigkeit der jeweiligen Hübe unbedingt in der Überschneidungsphase zu berücksichtigen.

Die hohe Beeinträchtigung durch die konstruktive Ausführung der Maskierung im Zusammenspiel mit reduzierten Ventilhuben erfordert umfangreiche Strömungsmessungen. Um die Gesamtbeeinträchtigung anteilig der Durchströmung von Einlass und Auslass zuordnen zu können, ist zudem eine getrennte Bestimmung der Einzelmassenströme erforderlich. Abbildung 10.11 fasst die Beeinflussung in der Überschneidungsphase anhand der Differenz zwischen realem und theoretisch summiertem Durchflussverhalten in Abhängigkeit der Hübe zusammen. Aus dem Verhältnis der geringen Durchflussbeiwerte bei reduzierten Ventilhuben (Abbildung 10.3) zum dargestellten Fehler erklärt sich die übergeordnete Bedeutung der gegenseitigen Beeinflussung hinsichtlich reduzierter Durchströmung bei deutlicher Ventilüberschneidung.

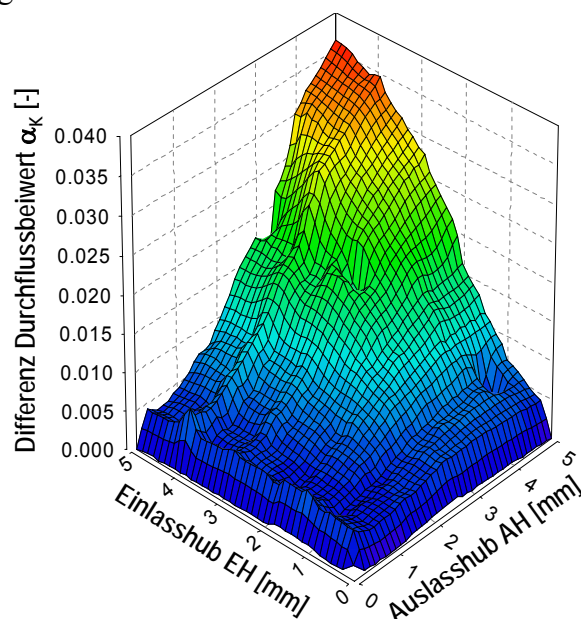


Abbildung 10.11: Fehler / Differenz im Durchflussbeiwert abhängig vom Hub bei Ventilüberschneidung

10.6 3-dimensionale CFD Simulation

Die durchgeführten Strömungssimulationen zur Analyse der transienten Strömungsvorgänge im Zylinder wurden mit dem kommerziellen Programmpaket *StarCD* durchgeführt [104], [105]. Um die variable Geometrie mit bewegtem Kolben und Ventilen abzubilden, muss das Berechnungsgitter zeitlich verändert werden. Dies erfolgt im Rahmen der Simulation mit dem Programmbaustein *ES-Ice* [106], wobei die kontinuierliche Netzänderung durch eine Kombination aus Bewegung der Netzknoten einerseits und Aktivieren und Deaktivieren von Zellschichten im Berechnungsnetz andererseits durchgeführt wird. Der Bewegung sind hierbei die reale Kolbenhubfunktion sowie die Ventilhubkurven zu Grunde gelegt, wobei das Ventil in der Strömungsberechnung bei einem Hub unter 0.05 mm als geschlossen gilt.

Die Berechnung der Strömung erfolgt auf Basis eines zeitabhängigen, zellbasierten, 3-dimensionalen Finite-Volumen-Verfahrens, in dem für jede Gitterzelle eine Gleichung für die Massenerhaltung, drei Gleichungen für die Impulserhaltung in den drei Raumrichtungen sowie die Energiegleichung gelöst werden. Diese werden im Allgemeinen als instationäre, Reynolds-gemittelte Navier-Stokes Gleichungen bezeichnet (URANS: Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations [107]). Weiterhin werden die turbulenten Reibungsterme in den Impulsgleichungen im vorliegenden Fall mit zwei Gleichungen für das Standard-k- ϵ -Modell geschlossen. In Bauteilnähe werden Wandfunktionen verwendet, die den wandnahen Bereich der turbulenten Strömungsgrenzschicht modellieren.

Um während der Berechnung zusätzliche Informationen über die räumliche Verteilung der Frischluft und des Restgases im Zylinder zu erhalten, werden zwei so genannte passive Skalare mitberechnet, was in jeder Zelle zu zwei weiteren Gleichungen führt.

Luft und Restgas werden in den Berechnungen als ideales Gas betrachtet, wobei die Stoffwerte, z.T. temperaturabhängig, aus thermodynamischen Tabellen entnommen sind, die im verwendeten Programmpaket hinterlegt sind.

Die räumliche Diskretisierung erfolgt zu Beginn der Simulation mit einem Upwind-Verfahren erster Ordnung; nach erfolgtem Einschwingen wird dann auf das MARS-Verfahren zweiter Ordnung umgeschaltet. Bei den Berechnungen beträgt die Zeitschrittweite bei Simulation der reinen Ladungsbewegung $\Delta\varphi = 0.1$ bis 0.2° KW, bei Simulation mit Kraftstoffeinspritzung $\Delta\varphi = 0.05^\circ$ KW.

Aus den Erhaltungsgleichungen für die Zellen entsteht in jedem Zeitschritt ein gekoppeltes, nichtlineares Gleichungssystem, das mittels eines PISO-Algorithmus gelöst wird. Man erhält somit in jedem Zeitpunkt und in jeder Zelle des Berechnungsgitters Informationen über die lokale Geschwindigkeit, den Druck, die Temperatur, die Dichte, die Turbulente Kinetische Energie, die Turbulente Dissipation sowie über die Skalare, d.h. die Konzentration von Frischluft und Restgas.

Die Simulation der Strömung beginnt kurze Zeit vor dem Öffnen der Einlassventile und endet im oberen Totpunkt mit Abschluss der Kompression. Räumliche Grenzen des Berechnungsgebiets sind der Einlass- und der Auslasskanalflansch des Zylinderkopfs. An diesen Stellen werden zeitlich veränderliche Randbedingungen aufgeprägt; im Rahmen der hier durchgeführten Simulationen in der Regel der zeitaufgelöste Druck und die mittlere Temperatur der einströmenden Luft bzw. des Abgases am Auslasskanal. Diese Größen stammen direkt aus den parallel durchgeführten Prüfstandsuntersuchungen. Zu Beginn der Berechnung, ca. 20° KW vor Öffnen der Einlassventile werden die Drücke und Temperaturen im Feld anhand der Messwerte initialisiert, alle übrigen Größen, Geschwindigkeiten und Turbulenzzahlen anhand sinnvoller Annahmen. An den Wänden werden zeitlich konstante Wandtemperaturen für die Bereiche Einlass- und Auslasskanal, Einlass- und Auslassventile, Brennraumdach, Zylinderlaufläche und Kolben aufgeprägt.

Bei Simulationen mit Einspritzung muss zusätzlich der eingebrachte Kraftstoff simuliert werden. Dies erfolgt mit einer Lagrange-Betrachtung für eine große Anzahl von so genannten Parcels, die eine bestimmte Anzahl von Tropfen mit gleichen Eigenschaften repräsentieren. Diese Parcels werden während der Einspritzzeit mit unterschiedlichen Parametern, d.h. Tropfengrößen und Geschwindigkeiten sowie Kraftstofftemperatur und -dichte in unmittelbarer Nähe der Injektorspitze in das Berechnungsgebiet eingebracht.

Anhand von Simulationen, die vorab analog zu Druckkammeruntersuchungen durchgeführt werden, erfolgt eine Anpassung dieser Parcel-Parameter, so dass eine gute Übereinstimmung zu den Messungen in der Druckkammer erzielt wird. Als Kriterien gelten die zeitliche Eindringtiefe des Kraftstoffsprays, die Sprayform, die Massenverteilung über den Sprayquerschnitt sowie die Tropfengrößen und Tropfengeschwindigkeitsverteilungen, die anhand von Visualisierungen und Messungen nach dem Prinzip der Phase-Doppler-Anemometrie bestimmt werden.

In der Simulation der Einspritzung muss zudem die Interaktion zwischen Gasphase und disperser Flüssigphase berücksichtigt werden. Hierzu wird in der Lagrange-Betrachtung für jedes einzelne Parcel der Massen-, Impuls- und Energieaustausch mit dem umgebenden Fluid bestimmt. (Verdampfung, aerodynamischer Widerstand, Wärmeübergang). Hierdurch ändern sich der Durchmesser, die Geschwindigkeit und die Temperatur der Tropfen. Außerdem werden Modelle für Tropfen-Tropfen-Interaktion, Tropfen-Wand-Interaktion und Tropfen-Break-Up-Modelle berücksichtigt [108], [109], [110]. In der Eulerbetrachtung der Gasphase wird die Interaktion mit der dispersen Phase über Quellterme in den Erhaltungsgleichungen erreicht, in denen die Wirkung aller Parcels innerhalb einer Zelle hinsichtlich Massen-, Impuls- und Energietransfer aufsummiert sind.

10.7 Optische Messverfahren am Transparentmotor

Zur Untersuchung der Zylinderinnenströmung und Kraftstoffverteilung kommt ein Einzylinder-Transparentmotor der Firma AVL zum Einsatz. Der Motor zeichnet sich durch einen optischen Zugang zum Brennraum über einen ca. 30 mm hohen Quarzglasring zwischen Zylinderkopf und Laufbuchse aus. Der Glasring wird durch einen Haltering mit dem Zylinderkopf verschraubt; die Dichtstellen sind mit Silikon abgedichtet, was eine thermische Belastbarkeit bis ca. 400° C erlaubt.

Die ursprünglichen Zylinderköpfe entsprechen den Maskierungsvarianten der thermodynamischen Untersuchungen. Für den Einsatz am Transparentmotor sind umfassende Anpassungen hinsichtlich der optischen Zugänglichkeit sowie der Anschlüsse der Öl- und Wasserversorgung erforderlich. Die Brennraumform wird hingegen genauso wie die Kolbenform beibehalten. Anstelle der Kompressionsringe sowie des Ölabstreifings wird jedoch beim eingesetzten Kolbenaufsatz lediglich eine Teflondichtung verwendet, um eine mögliche Beschädigung des Glasrings auszuschließen. Für die Messungen wird der Transparentmotor nur für jeweils wenige Arbeitsspiele betreiben, da der eingespritzte Kraftstoff sowie Motoröl, Verbrennungsrückstände oder Zusatzstoffe zur Visualisierung zu Ablagerungen am Glasring führen. Zur Wahrung einer gleichbleibenden Signalintensität erfolgt eine regelmäßige Reinigung des Glasrings.

Abbildung 10.12 zeigt neben dem grundsätzlichen Aufbau des Transparentmotors den optisch einsehbaren Bereich des Glasrings im Brennraumdach.

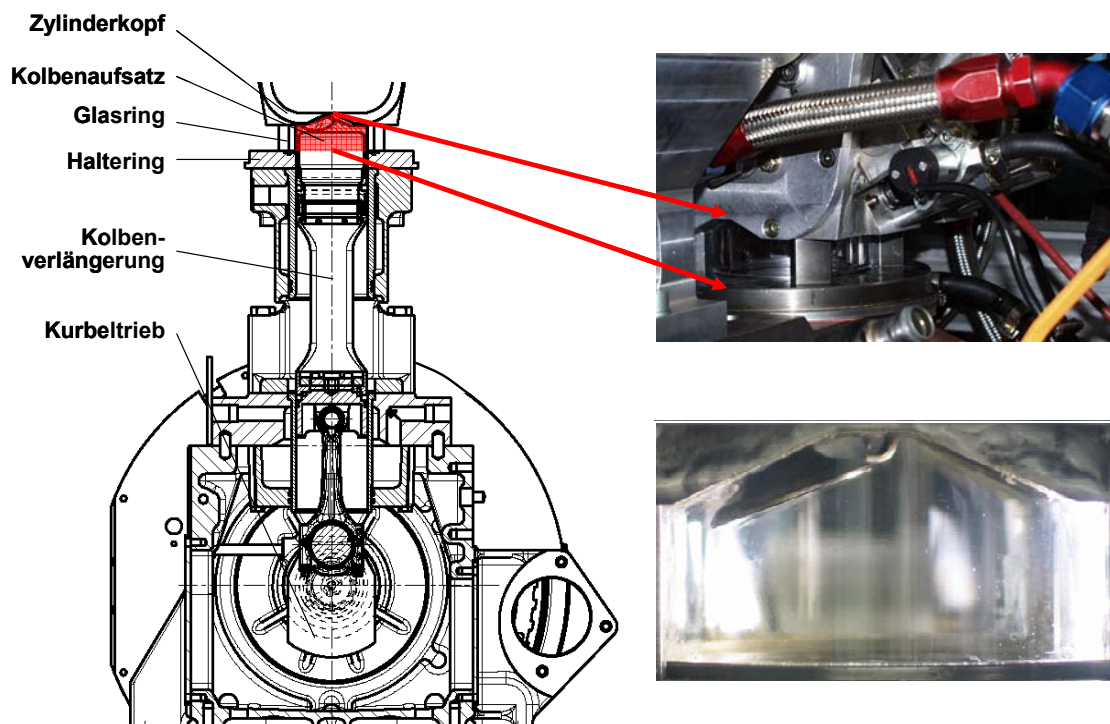


Abbildung 10.12: Aufbau des Transparentmotors & optisch einsehbarer Bereich

Visualisierung der Zylinderinnenströmung

Die Strömungsgeschwindigkeit der Gasphase im Zylinder wird mittels des Particle Image Velocimetry (PIV) Verfahrens bestimmt. Es handelt sich hierbei um ein bildgebendes, planares Laser-Streulichtverfahren, mit dem ein 2-dimensionales Strömungsfeld in einer festgelegten Ebene ermittelt wird [111].

Das Messprinzip beruht auf der Verfolgung von Teilchen (Partikeln, Tracer), die der einströmenden Frischluft zugegeben werden. Aus der örtlichen Verschiebung kann unter der Annahme eines idealen Folgevermögens auf die Gasphasengeschwindigkeit geschlossen werden. Hierzu werden mit einem kurzen Zeitabstand zwei Bilder der Teilchenverteilung aufgenommen. In der anschließenden Nachbearbeitung erfolgt die Bestimmung der örtlichen Verschiebung der Teilchen mit Hilfe eines statistischen Auswerteverfahrens. Die Geschwindigkeit folgt aus dem Verhältnis der Teilchenverschiebung zum Zeitabstand. Die prinzipiellen Auswerteschritte zur Bestimmung der Geschwindigkeit sind in Abbildung 10.13 dargestellt [112].

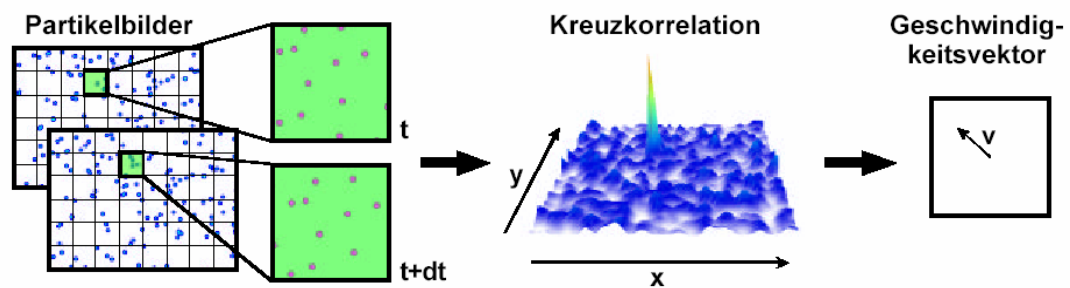


Abbildung 10.13: Statistische Auswertung der PIV Untersuchung über Kreuzkorrelation [112]

Die Partikelbilder werden entsprechend verschiedener Kriterien (Ortsauflösung, Zeitabstand, maximale Geschwindigkeit, etc.) in mehrere Kleinfelder unterteilt. Für jedes dieser Auswertefenster gilt die Höhe des aus den Intensitätsverteilungen beider Streulichtaufnahmen berechneten Funktionswerts der Kreuzkorrelation C

$$C_{\Delta x, \Delta y}^K = \sum I_1(x, y) I_2(x + \Delta x, y + \Delta y) \quad (10.10)$$

als Maß für die Wahrscheinlichkeit der Partikelverschiebung um Δx bzw. Δy ; der maximale Korrelationswert liefert den wahrscheinlichsten Verschiebungsvektor. Genügt das Korrelationsmaximum einem definierten Gütekriterium (Q-Peak Ratio: Verhältnis von maximaler zu zweithöchster Korrelation), so gilt dieser Verschiebungsvektor als validiert. Angewendet auf den gesamten Bildbereich folgt die 2-dimensionale Geschwindigkeitsverteilung im Brennraum [112]. Für die PIV-Auswertung wird der implementierte Auswertalgorithmus der kommerziellen Kamerasoftware *DaVis 6.2* der Firma *LaVision* verwendet.

Die betrachtete Ebene wird im Rahmen der Untersuchungen jeweils orthogonal zur Kurbelwelle durch die Zündkerze aufgespannt; somit werden die Ventilpaare von Einlass und Auslass durch den so genannten Lichtschnitt jeweils mittig getrennt. Für eine hohe Aussagekraft der Messergebnisse ist eine gleichmäßige Ausleuchtung des gesamten Brennraums erforderlich.

Als Strahlungsquelle für die getaktete Beleuchtung steht ein Nd:YAG Doppelpuls-Laser mit einer Wellenlänge von $\lambda = 532 \text{ nm}$ zur Verfügung. Für die Lichtschnitttechnik ist es erforderlich, das rechteckige Strahlprofil des Lasers in eine dünne Lichtebene umzuformen. Hierfür wird das Strahlprofil durch Blenden und Linsen aufgeweitet. Um den Dachbrennraum bis zur Zündkerze gleichmäßig beleuchten zu können, erfolgt eine zweiseitige Einkoppelung des Laserlichts. Abbildung 10.14 zeigt den optischen Messaufbau zur Einkoppelung des Laserlichtschnitts in den Transparentmotor.

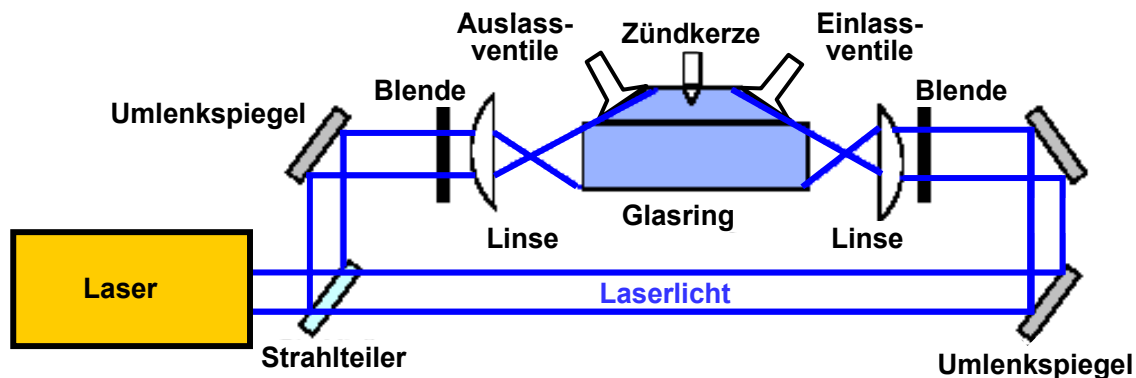


Abbildung 10.14: Aufbau des Laserlichtschnitts bei zweiseitiger Einkoppelung in den Brennraum

Das von den Partikeln reflektierte Streulicht wird von einer speziellen Kamera unter 90° Anordnung zum Lichtschnitt detektiert. Der lichtempfindliche Teil der Kamera ist ein Charge-Coupled-Device (CCD) Chip, der ein 2-dimensionales Array aus Lichtdetektoren (Pixeln) darstellt. Jeder dieser Pixel kann ähnlich einer Fotodiode die auf ihn einfallende Lichtenergie durch den fotoelektrischen Effekt in eine proportionale Ladung umwandeln [111]. Die nachfolgende Tabelle 10.1 fasst die verwendete Messtechnik sowie die Parameter der PIV-Auswertung zusammen.

Tabelle 10.1: Verwendete Messtechnik & Auswerteparameter beim PIV Messverfahren

Anregung	Frequenzverdoppelter Doppelpuls Nd:YAG Laser: Spectra-Physics Quanta Ray 400 bei Lichtwellenlänge $\lambda = 532 \text{ nm}$; Pulsenergie ca. 250 mJ, Pulsabstand 16 μs
Detektion	12 Bit CCD-Doppelbild-Kamera PCO Flowmaster 2; 1280 x 1024 Pixel
Partikel	VAG Hydrauliköl (Hochdruckzerstäubung)
Auswertung	Kreuzkorrelation: Auswertefenster 32 x 32 Pixel ohne Überlappung; Q-Peak Ration >1.3 ; Mittelwertbildung über 30 Einzelzyklen pro Aufnahmezeitpunkt; Auswertesoftware DaVis Version 6.2, Fa. LaVision

In Voruntersuchungen wurde die Beeinflussung der Zylinderinnenströmung in Abhängigkeit von der Versuchsdurchführung bewertet. Hierzu wurde der gefeuerte Betrieb mit geschleppten Messungen mit und ohne Kraftstoffeinspritzung vergleichend untersucht. Aufgrund der vernachlässigbaren Unterschiede werden die Messungen im Schleppbetrieb ohne Einspritzung bei verringerten Ablagerungen durchgeführt.

Visualisierung der Kraftstoffverteilung

Zur Analyse der Gemischbildungsvorgänge wird das Messverfahren der Laser-induzierten Fluoreszenz (LIF) verwendet. Als Fluoreszenz wird allgemein der Übergang eines elektronisch angeregten Systems in einen Zustand niedrigerer Energie durch spontane Lichtemission bezeichnet [90]. Die Anregung erfolgt hierbei durch Absorption von Laserstrahlung. Dieser Anregungszustand steht jedoch nicht im Gleichgewicht zur Umgebung und ist daher nur von sehr kurzer Dauer. Fällt ein Elektron auf ein energieärmeres Orbital zurück, so wird Energie in Form von Strahlung frei. Die Energie der emittierten Strahlung ist aufgrund innerer Relaxationsvorgänge geringer als die Energie der anregenden Strahlung, so dass es in der Regel zu einer Verschiebung hin zu größeren Wellenlängen kommt (Stokes Verschiebung). Neben der Emission eines Photons existiert ebenso die Möglichkeit der strahlungsfreien Relaxation in den Ausgangszustand durch Stöße mit umgebenden Molekülen (Quenching).

Die Messgröße ist die Intensität des emittierten Lichts, die direkt proportional zur Teilchenkonzentration des angeregten Stoffs im Messvolumen ist. Die Anregung und somit der Aufbau erfolgt genau wie bei den PIV-Messungen durch einen Laserlichtschnitt, jedoch hier im ultravioletten Spektralbereich mit einer Wellenlänge von $\lambda = 248$ nm. Um vergleichbare Intensitäten bei verschiedenen Messungen gewährleisten zu können, muss der verwendete Kraftstoff gleich bleibende Eigenschaften aufweisen. Handelsübliche, additivierte Kraftstoffe eignen sich daher aufgrund veränderlicher Zusammensetzung nicht, so dass bei den LIF-Messungen Iso-Oktan als Monokomponenten-Kraftstoff Verwendung findet. Da Iso-Oktan selber nicht fluoresziert, wird in geringer Konzentration das in unterschiedlichen Bereichen fluoreszierende Tri-Ethylamin sowie Benzol beigemischt.

Das verwendete Messverfahren detektiert die Kraftstoffverteilung im Brennraum unabhängig vom Aggregatzustand zu unterschiedlichen Aufnahmezeitpunkten; eine Aufteilung in Flüssig- bzw. Gasphase ist nicht gegeben. Die abschließende Tabelle 10.2 fasst die verwendete Messtechnik sowie die Parameter der LIF-Auswertung zusammen.

Tabelle 10.2: Verwendete Messtechnik & Auswerteparameter beim LIF-Messverfahren

Anregung	Eximer Laser: Lambda Physik Compex 102 bei Lichtwellenlänge $\lambda = 248$ nm; Pulsenergie ca. 100 mJ
Detektion	14 Bit ICCD-Kamera: Theta FlameStar 2F; 576 x 384 Pixel UV Objektiv: Nikon UV-Nikkor 105/4,5 Optischer Filter: LIF Bandpassfilter $\lambda = 309$ nm, Halbwertsbreite 25 nm
Kraftstoff	Iso-Oktan (94.6 %)
Tracer	Tri-Ethylamin (2.0 %) Benzol (3.4 %)
Auswertung	Mittelwertbildung über 30 Einzelzyklen pro Aufnahmezeitpunkt

Die Messungen werden hinsichtlich der Zuordnung des eingespritzten Kraftstoffs zum Einzelzyklus gefeuert mit innerer wie auch äußerer Gemischbildung durchgeführt.

Lebenslauf

Name: Philipp Löbbert
Geburtsdatum: 23. März 1974
Geburtsort: Bergneustadt, Nordrhein-Westfalen
Eltern: Marie-Luise Löbbert, geb. Heuel
Dipl.-Ing. Bernhard Löbbert
Staatsangehörigkeit: deutsch

Schul Ausbildung:

1980 – 1984 Gemeinschaftsgrundschule, Wiedenest
1984 – 1993 Wüllenweber Gymnasium, Bergneustadt

Wehrdienst:

1993 – 1994 Grundwehrdienst 1. Stabs- und Fernmeldebataillon 5, Koblenz

Studium:

1994 – 2000 Studium des Maschinenbaus an der RWTH Aachen
Fachrichtung Kraftfahrwesen

Berufsweg:

1999 - 2000 Assistant Project Engineer, FEV Engine Technology, Inc.
Detroit, Michigan
2001 - 2002 Trainee Programm 'Sindelfinger Nachwuchsgruppe'
DaimlerChrysler AG, Sindelfingen & Tokyo
2003 – 2006 Doktorand, Audi AG, Ingolstadt
Entwicklung Antriebe – Vorentwicklung Ottomotoren (I/EA-12)
seit 03/2006 Versuchssachbearbeiter, Audi AG, Ingolstadt
Entwicklung Antriebe – Vorentwicklung Ottomotoren (I/EA-12)